

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Sklápěč 70t ocelářenské lící pánve

Dumper for 70t Steel Casting Ladle

Student:

Bc. Lukáš Doležel

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Doležel**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Sklápěč 70t ocelářenské lící pánve
Dumper for 70t Steel Casting Ladle**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete a výpočtem zkontrolujete pohon sklápěče ocelářenské lící pánve pro tavbu o hmotnosti 70t. V rámci řešení diplomové práce dále zpracujete:

- analýzu a řešení dané problematiky
- výpočtovou kontrolu závěsného třmenu pomocí MKP
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma Vítkovice Heavy Machinery a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R. M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3.).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne

.....

podpis studenta

Lukáš Doležel

Trnkova 523/41

779 00, Olomouc

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce p. Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému za odborné vedení při řešení dané problematiky. Dále bych chtěl poděkovat p. Ing. Robertu Říhovi za možnost zpracovávat téma z oblasti konstrukce Vítkovice Heavy Machinery a p. Daliboru Bartošovi za cenné rady z praxe.

Anotace diplomové práce

DOLEŽEL, L. 2014. 87 s. Diplomová práce: *Sklápěč 70t ocelářenské lici pánve*. Ostrava. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní. Katedra výrobních strojů a konstruování. Vedoucí práce Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem sklápěče 70t ocelářenské lici pánve určeného především pro údržbu. Úvod je zaměřen na vysvětlení pojmů a popis zařízení sekundární metalurgie, především pak ocelářenské lici pánve. V práci jsou uvedeny konstrukční varianty sklápěče. U zvoleného návrhu je řešena kinematika pohonu stojanu tvořeného hydraulickými válci doplněného o návrhové a kontrolní výpočty komponent. Závěr práce je věnován popisu navrženého zařízení a MKP výpočtu třmenu.

Annotation of master thesis

DOLEŽEL, L. 2014. 87 s. Diploma thesis: *Dumper for 70t Steel Casting Ladle*. Ostrava. VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering. Department of Production Machines and Design. Leader Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

The master thesis deals with the structural design of dumper for 70t steel casting ladle designated primarily for maintenance. Introduction is targeted to explanation of terms and descriptions of secondary metalurgy, steel casting ladle especially. The work presents structural variants of dumper. Selected design deals with kinematics of the drive rack consisting of hydraulic cylinders coupled with a design and check calculations of components. The conclusion of work is devoted to the description of the proposed facility and FEM caliper calculation.

OBSAH

1.	ÚVOD	12
2.	SEKUNDÁRNÍ METALURGIE	13
2.1	Postupy sekundární metalurgie	13
2.2	Ohřev kovu v pánvi	14
2.3	Licí pánev	15
2.3.1	Zařízení pro dmýchání plynu	15
2.3.2	Výtokové zařízení	17
2.3.3	Žáruvzdorná vyzdívka pánve	18
2.4	Sklápěcí stojany licí pánve	19
2.4.1	Naklápěcí stojany	19
2.4.2	Sklápěcí stojany pro údržbu licí pánve	21
3.	NÁVRH SKLÁPĚČE LICÍ PÁNVE	23
3.1	Specifikace zadání	23
3.2	Výpočet klopných (odporových) momentů	23
3.2.1	Klopný moment pánve bez vyzdívky	25
3.2.2	Klopný moment pánve se žáruvzdornou vyzdívkou	26
3.2.3	Klopný moment pánve s vyzdívkou a slítkem	27
3.2.4	Vyhodnocení výpočtů klopných momentů	28
3.2.5	Výpočtový klopný moment	30
3.3	Návrhové varianty sklopného stojanu	31
3.3.1	Koncept 1	31
3.3.2	Koncept 2	32
3.3.3	Koncept 3	33

3.4	Návrh přímočarého hydromotoru.....	34
3.4.1	Vstupní parametry výpočtu	35
3.4.2	Výpočet úhlů a vzdáleností	35
3.4.3	Výpočet sil hydromotoru	38
3.4.4	Vyhodnocení výpočtu.....	41
3.4.5	Volba typu hydraulického válce	43
3.5	Návrh hřídele.....	44
3.5.1	Vstupní parametry výpočtu	45
3.5.2	Výpočet podpor v místě ramene.....	47
3.5.3	Výpočet podpor ložisek	48
3.5.4	Výpočet ohybových momentů.....	50
3.5.5	Výpočet průměru hřídele	54
3.5.6	Kontrola hřídele	55
3.6	Návrh ložisek	56
3.7	Nalisovaný spoj	57
3.7.1	Výpočet nalisovaného spoje	58
3.7.2	Únosnost lisovaného spoje	60
3.7.3	Pevnostní kontrola náboje	61
3.7.4	Pevnostní kontrola hřídele	61
3.8	Návrh a kontrola pera.....	61
3.8.1	Kontrola na smyk	62
3.8.2	Kontrola na otláčení	62
3.9	Pevnostní výpočet čepů hydraulických válců	63
3.9.1	Návrh čepu v rámu	64
3.9.2	Návrh čepu v rameni	66

4.	POPIS NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ	68
4.1	Způsob použití	68
4.2	Rám	69
4.3	Pohon stojanu	70
4.4	Třmeny	71
4.5	Systém uzamykání pánve	72
4.6	Bezpečnostní kryty	73
4.7	Ukotvení stojanu	74
5.	PEVNOSTNÍ ANALÝZA TŘMENU	75
5.1	Výpočtový model	76
5.2	Analýza při usazení pánve do stojanu	77
5.3	Analýza v horizontální poloze pánve	78
6.	ZÁVĚR	81
7.	LITERATURA	82
8.	SEZNAM PŘÍLOH	84

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Popis
a	[mm]	Vzdálenost osy hřídele a čepu v horizontálním směru
AB	[mm]	Vzdálenost mezi osu hřídele a čepu
AOD		Argon oxygen decarburisation
AP		Argon Pouring-dmýchání argonu
ASEA-SKF		Kombinované rafinační zařízení
b	[mm]	Vzdálenost osy hřídele a čepu ve vertikálním směru
b	[mm]	Tloušťka vidlice čepového spoje
C	[-]	Rozměrová charakteristika spoje
CLU		Oxidace směsi v konvertoru
Co	[N]	Statická únosnost ložiska
d ₁	[m]	Průměr pístu
d ₂	[m]	Průměr pístnice
DH		Dillinger Hütte-vakuové zpracování oceli zdvižným způsobem
d _{MIN}	[mm]	Minimální průměr hřídele
d _{SK}	[mm]	Skutečný přesah
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
EI	[mm]	Dolní úchylka díry
ei	[mm]	Dolní úchylka hřídele
ES	[mm]	Horní úchylka díry
es	[mm]	Horní úchylka hřídele
f	[-]	Součinitel tření pro lisování za tepla
F ₁	[N]	Síla v hydraulickém válci č. 1
F ₂	[N]	Síla v hydraulickém válci č. 2
F _{sk}	[N]	Požadované síla hydraulického válce
G	[N]	Tíhová síla
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
H		Hydrogenium-vodík
HV		Hydraulický válec
IP		Injection Process-injektáž prachových přísad do tekuté oceli
k _s , k	[-]	Bezpečnostní koeficient
l ₀	[mm]	Vzdálenost mezi osou otáčení a středem souřadnicového systému
l ₁	[mm]	Aktuální délka hydraulického válce č. 1
L ₁		Místo umístění ložiska č. 1
l ₂	[mm]	Aktuální délka hydraulického válce č. 2
L ₂		Místo umístění ložiska č. 2
LF		Ladle Furnace-ohřev oceli pod aktivní struskou
M _{klop}	[N.m]	Klopný moment pánve
M _o	[N.m]	Ohybový moment
M _{ored}	[N.m]	Redukovaný ohybový moment
m _p	[kg]	Hmotnost pánve
m _{třmenu}	[kg]	Hmotnost třmenu s příslušenstvím
N		Nitrogenium-dusík
n	[ot/min]	Otáčky
n _s	[-]	Počet poháněných stojanů

O		Oxygenium-kyslík
p	[MPa]	Tlak soustavy
p_k	[MPa]	Tlak při zatížení HV na straně pístu
P_o	[N]	Radiální statické ekvivalentní zatížení
p_r	[MPa]	Tlak při zatížení HV na straně pístnice
p_{SKMAX}	[MPa]	Maximální tlak ve stykové ploše
p_{SKMIN}	[MPa]	Minimální tlak ve stykové ploše
r	[mm]	Rameno
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
RH		Ruhrstahl Heraeus-vakuové zpracování oceli oběžným způsobem
S		Sulphur-síra
S_1	[m ²]	Pracovní plocha pístu
S_2	[m ²]	Pracovní plocha pístu zmenšená o plochu pístnice
sf_1	[-]	Bezpečnostní faktor pro vzpěr při tlaku zatížení HV
sf_2	[-]	Bezpečnostní faktor pro ohyb při tlaku zatížení HV
SF_3	[-]	Bezpečnostní faktor pro vzpěr při tlaku systému
SF_4	[-]	Bezpečnostní faktor pro ohyb při tlaku systému
SKF		Firma vyrábějící ložiska
SL		Scandinavian Lancers-dmýchání prachových přísad do tekuté oceli
s_o	[-]	Statický faktor bezpečnosti-SKF
TN		Thüssen Niederrhein-dmýchání prachových přísad do tekuté oceli
V	[°]	Úhel mezi ramenem a úsečkou AB
VAD		Vakuum Arc Degassing-vakuové odplynění s elektrickým ohřevem
W_k	[m ³]	Průřezový modul v krutu
W_o	[m ³]	Průřezový modul v ohybu
z	[mm]	Souřadnice těžiště osy z
ZPO		Zařízení plynulého odlévání
α	[°]	Úhel naklopení pánve
β	[°]	Úhel mezi ramenem (levá strana) a vertikálou středu výpočtového systému
Δd_{MAX}	[mm]	Maximální přesah
Δd_{MIN}	[mm]	Minimální přesah
Δd_{SKMAX}	[mm]	Skutečný maximální přesah
Δd_{SKMIN}	[mm]	Skutečný minimální přesah
Δd_z	[mm]	Ztráta přesahu
Δ_{MAX}	[mm]	Maximální posunutí
λ	[°]	Úhel mezi ramenem a pístnicí levé strany
μ	[-]	Poissonův součinitel
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{MAX (HMH)}$	[MPa]	Maximální napětí dle hypotézy HMH
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
ψ	[°]	Úhel mezi ramenem a pomyslnou úsečkou BC
Ω	[°]	Úhel mezi ramenem (pravá strana) a vertikálou středu výpočtového systému

1. ÚVOD

Hutní průmysl je jedním z významných odvětví českého hospodářství. Toto odvětví se zabývá výrobou a zpracováním kovů včetně jejich slitin. Metalurgii železa a oceli skládající se ze soustavy operací a zařízení, lze rozdělit na primární a sekundární. Sekundární metalurgie, nazývaná také pánvová metalurgie, má v současné době významné zastoupení ve výrobě oceli, protože začleněním se dosáhne snížení nákladů při výrobě a splnění rostoucích požadavků zákazníka.

Při sekundární metalurgii se značný počet technologických procesů odehrává mimo tavící agregát tj. elektrická oblouková pec nebo elektrická indukční pec. Důležitým a nezbytným prvkem sekundární metalurgie je lící pánve, ve které probíhá většina technologický pochodů při zpracování oceli. Pánve se během svého provozu opotřebovává, a proto je nutná neustálá kontrola, údržba a popř. výměna jejich částí. To vede k časté manipulaci s pánví, ke které je potřeba jeřábu. Nutnost použití jeřábu značně zvyšuje čas na údržbu a snižuje tak efektivitu výroby oceli. Umístěním dalšího druhu manipulačního zařízení se tak omezí vazba na jeřáb, který v důsledku toho může vykonávat jinou činnost. Tímto zařízením je sklopný stojan neboli sklápěč.

Úvod práce je věnován stručnému vysvětlení pojmů sekundární metalurgie včetně konstrukčních prvků pánve, u kterých probíhá údržba. Dále je pak práce zaměřena na konstrukční návrh sklápěče ocelářenské lící pánve sloužící pro naklopení pánve v daném rozmezí. U vybrané varianty sklápěče je zpracována kinematika klopného mechanismu doplněná o návrhové a kontrolní výpočty komponent. Závěr práce se zabývá MKP výpočtem třmenu, jehož součástí je i zhodnocení výsledků.

2. SEKUNDÁRNÍ METALURGIE

Po fázi tavení popř. oxidace v tavicím agregátu, následuje úprava obsahující různé technologické postupy. Soubor všech těchto postupů se nazývá sekundární metalurgie a zahrnuje více jak 50 způsobů rafinace oceli mimo tavicí agregát. Každá z těchto metod má za úkol jiný druh technologické úpravy, z tohoto důvodu je v ocelárnách sekundární metalurgie stavěna stavebnicovým způsobem dle požadavků na výrobu jednotlivých druhů oceli. To umožňuje výrobu i takových značek oceli, jež by běžnými výrobními postupy byly na elektrických obloukových pecích obtížně vyrobitelné.

2.1 Postupy sekundární metalurgie

Procesy probíhající v sekundární metalurgii lze rozdělit podle zařízení, ve kterém se uskutečňují, a to na procesy v pánvi nebo v konvertoru. Dalším aspektem při dělení je, zda zařízení pracuje s atmosférickým nebo sníženým tlakem (vakuum). Dle zdroje [1] jsou metody mimopecního zpracování oceli členěny podle průběhu tlakových podmínek, a zda je při zpracování kovu použit příchřev.

Postupy probíhající za atmosférického tlaku

- AP Argon Pouring
- IP Injection Process
- SL Scandinavian Lances
- TN Thüssen Niederrhein
- LF Ladle Furnace
- AOD Argon Oxygen Decarburisation

Postupy probíhající ve vakuu

- VD Vakuum Degassing
- VOD Vakuum Oxygen Decarburisation
- VAD Vakuum Arc Degassing
- ASEA-SKF

Postupy bez příchřevu kovu

- IP, AP, SL, TN, VD

Postupy s příchřevem kovu

- LF, VAD, AOD, VOD, ASEA-SKF

Uvedené rozdělení je formálního charakteru vycházející z historie vzniku jednotlivých technologií. V současnosti jsou jednotlivé metody kombinovány a dále inovovány. V Tab. 2-1 jsou blíže popsány jednotlivé úpravy tekutého kovu sekundární metalurgie sloužící k dosažení homogenního a přesného chemického složení a velmi vysoké čistoty taveniny.

Postup sekundární metalurgie	Popis	Označení	Přínos
Dmýchání inertních plynů	Dmýchání argonu, dusíku	AP	teplotní a chemická homogenizace, částečná rafinace, oceli, odsíření
Přidávání přísad (injektáž) do tekuté oceli	Dmýchání prachových přísad	SL, TN, IP	snížení O a S, modifikace vměstků a zvýšení mikročistoty, částečné legování
	Zavádění speciálních plněných profilů	SCAT	
Ohřev oceli pod aktivní struskou	Kov je ohříván a promíchán inertním plynem s aktivní struskou	LF	teplotní a chemická homogenizace, snížení obsahu S, modifikace vměstků, legování
Vakuové zpracování oceli	V komoře	RH, DH	rychlé oduhličení, snížení obsahu vodíku
	V proudu (během odpichu, lití)		snížení obsahu vodíku, dusíku, omezení sekundární oxidace
	S příhřevem pod aktivní struskou	ASEA-SKF, VAD	hluboké odsíření, snížení obsahu vměstků a jejich modifikace, teplotní a chemická homogenizace, legování
Oxidační vakuování	V pánvi	VOD	hluboké oduhličení, snížení obsahu H, N, hluboké odsíření, legování
Oxidace směsí Ar-O	V konvertoru	AOD	
Oxidace směsí H ₂ O-O	V konvertoru	CLU	

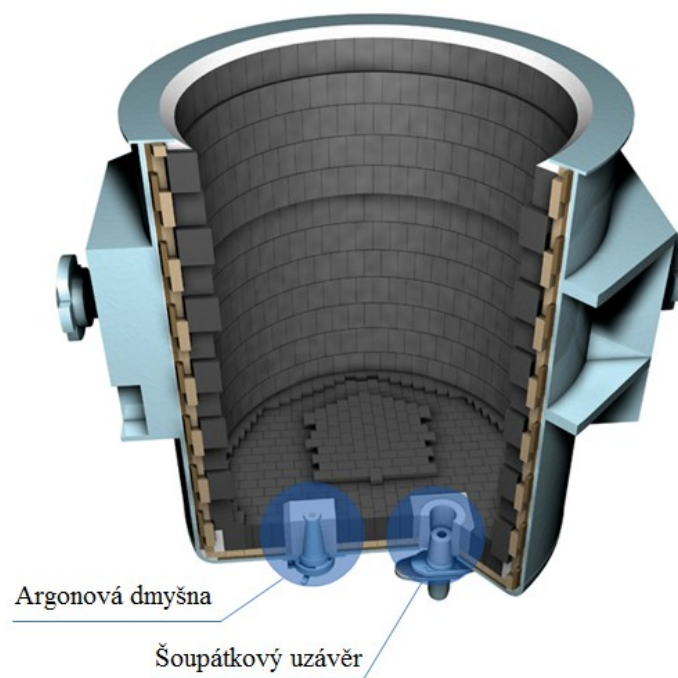
Tab. 2-1 Princip metod sekundární metalurgie [1]

2.2 Ohřev kovu v pánvi

Při zpracování kovu v pánvi dochází ke ztrátám teploty. Ocel se v pánvi ohřívá buď chemickými exotermickými reakcemi, nebo elektricky. Při chemickém ohřevu se nejčastěji využívá reakčního tepla oxidace hliníku, křemíku a uhlíku. Při legování oceli do pánve nebo větších tepelných ztrátách se se kov ohřívá zpravidla elektricky. Elektrický ohřev využívá nejčastěji jako zdroje tepla elektrického oblouku, tedy stejného procesu jako třífázová elektrická oblouková pec. [1]

2.3 Licí pánve

K procesům sekundární metalurgie neodmyslitelně patří ocelářské licí pánve. Jedná se o nádoby tvaru komolého kužele, různých velikostí a konstrukčních provedení, jejichž ocelový plášť je z vnitřní strany opatřen žáruvzdornou vyzdívkou. Z vnější strany pláště se pak nachází čepy sloužící pro ustavení a manipulaci. Pánve, určené pro odlévání spodem (gravitační lití), jsou vybaveny ve spodní části, konkrétně ve dně, zařízením pro dmýchání plynu (argonová dmyšna) a výtokovým zařízením (šoupátkový uzávěr). Pánev s takto uspořádaným dnem slouží především pro metodu kontinuálního lití (ZPO).



Obr. 2-1 Obecný model licí pánve pro gravitační lití [2]

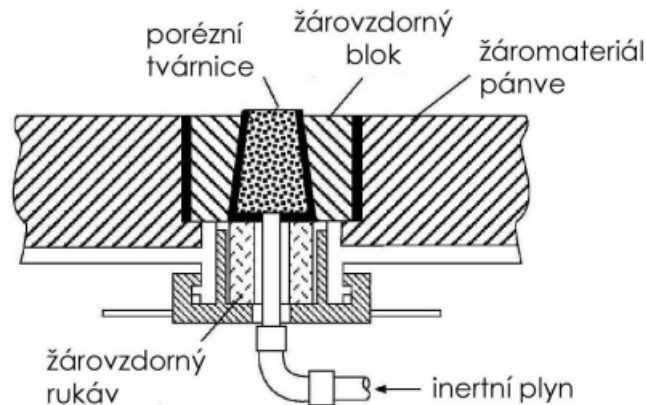
2.3.1 Zařízení pro dmýchání plynu

Základním pochodem sekundární metalurgie je rafinace oceli v pánvi inertním plynem. K rafinaci se nejčastěji používá argon. Přiváděný plyn proudí v malých bublinkách taveninou, promíchává ji a vyplavuje přitom nečistoty na povrch. Stejnou funkci však plní i bublinky oxidu uhličitého při probíhající reakci uhlíku s kyslíkem. [3]

Argon je vháněn do kovové lázně buď pomocí speciální zátkové tyče opatřené na konci prodyšným kamenem, nebo dmyšnými tvárnici umístěným ve vyzdívkce dna pánve. Poslední způsob je výhodnější, protože po každé tavbě není potřebná výměna prodyšné vložky, a proto se častěji používá. [4]

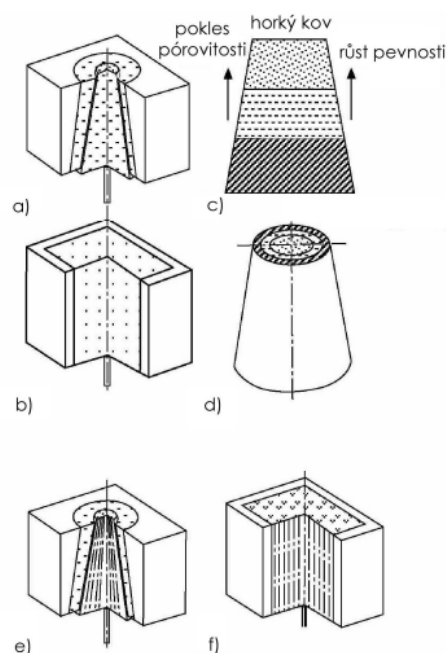
- **Dmyšná tvárnice**

Princip dmýchání plynu tímto způsobem spočívá ve vhánění inertního plynu přes žáruvzdorné tvárnice o vysoké pórovitosti uzavřené do ocelového pláště, aby nedošlo k úniku plynu bočními stěnami. Na Obr. 2-2 lze vidět uložení dmyšné tvárnice ve dně pánve.



Obr. 2-2 Uložení dmyšné tvárnice do dna pánve [3]

Porézní tvárnice mají buď kónický nebo pravoúhlý tvar. Mohou se skládat i z více kusů o rozdílné porezitě. Kapilární tvárnice s řízenou porezitou mohou být vyrobeny ze stejně hutné žáruvzdorné hmoty jako je vyzdívka pánve. Jsou však náchylnější k pronikání tekuté oceli při ztrátě tlaku argonu.[3] Tvary dmyšných tvárnice jsou znázorněny na Obr. 2-3.

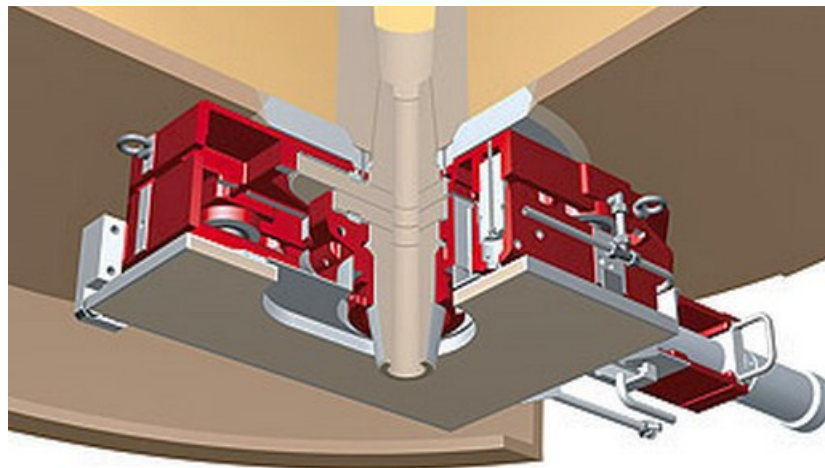


Obr. 2-3 Tvary dmyšných tvárnice [3]

a), b) z jednoho kusu žáromateriálu; c), d) z více dílů žáromateriálu o nahoru klesající porezitě; e) tvárnice z kónických kapilár; f) pravoúhlá tvárnice z kolmých kapilár

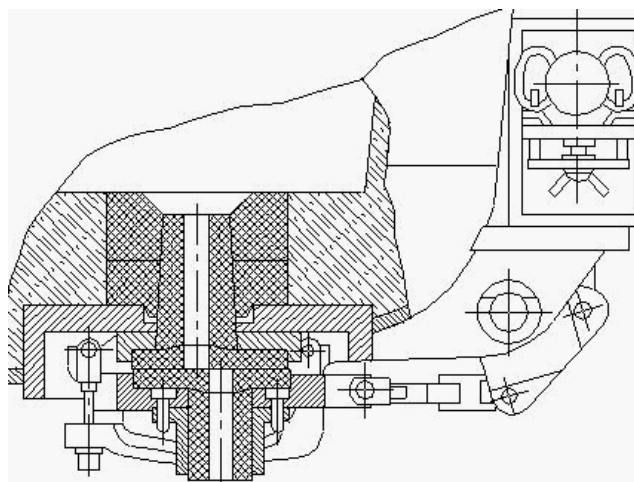
2.3.2 Výtokové zařízení

Šoupátkový uzávěr je určen k uzavírání toku taveniny z lící pánve. Hlavní částí je kazeta skládající se ze dvou rámu, pevným a posuvným. V obou rámech je vsazena keramická deska opatřená keramickou lící trubicí. Pevná deska je zasazena jako celek do ocelového rámu kazety a není na ni kladen takový nárok na výrobu jako u posuvné desky. Posuvný pohyb spodního rámu zajišťuje hydraulický válec. Středový otvor kazety má průřez větší o suvnou vůli oproti průřezu keramické trubky. Přítlačné čepy uložené v rámech přitlačují keramické desky k sobě, to vede k utěsnění styčných ploch desek. Celá kazeta je pak uchycena k pánvi na přírubách pomocí šroubů. Při údržbě probíhá pouze výměna keramických částí mechanismu, ta je značně zjednodušena díky relativně malé velikosti a hmotnosti částí.



Obr. 2-4 Částečný řez šoupátkového uzávěru[5]

Na Obr. 2-5 se nachází řez šoupátkovým uzávěrem v uzavřené poloze. Dále je pak vidět ustavení horní keramické trubky šoupátka ve vyzdívce pánve.

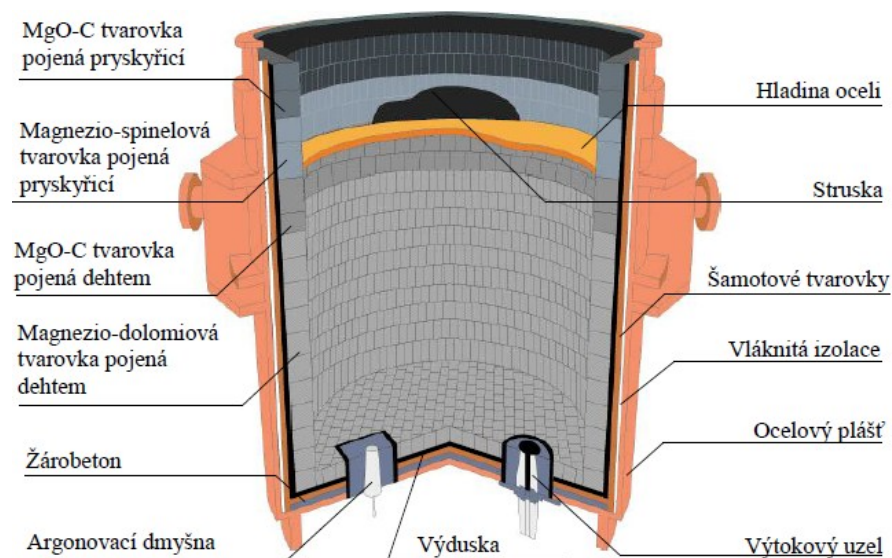


Obr. 2-5 Princip uzavření šoupátkového uzávěru [5]

2.3.3 Žárovzdorná vyzdívka pánve

Současné technologie pánvové metalurgie a plynulého odlévání oceli kladou vysoké nároky na žárovzdorné vyzdívky licích pánví. V těch vlivem střídání teploty dochází k velkému namáhání vyzdívky, která spolu s korozivním a erozivním působením strusky a horké oceli způsobuje nejenom velké opotřebení žárovzdorné vyzdívky, ale často i její předčasné vyřazení způsobené vznikem trhliny. Tomuto příliš velkému kolísání teplot lze zabránit použitím kvalitnější izolační vrstvy mezi ocelový plášť a trvalou vyzdívku licí pánve. Ta nám zabráni úniku tepla do okolí a ekonomičtější provoz. [6]

V současné době se používají licí pánve s vyzdívkou dvojího typu a to vyzdívkou dolomitovou a magnezito-dolomitovou, opatřené magnezito-uhlíkovými tvarovkami umístěné ve struskové části pánve. Přesná skladba vyzdívky je však hutnickými firmami chráněna, lze tedy uvést pouze příklad používanějšího typu vyzdění pánve znázorněného na Obr. 2-6.



Obr. 2-6 Příklad magnezito-dolomitové vyzdívky pánve [6]

2.4 Sklápěcí stojany lící pánve

Pro manipulaci s lící pánví se používá sklápěcích stojanů. Konstrukce jednotlivých druhů stojanů se výrazně liší dle velikosti sklápěné pánve, použitého pohonu a druhu použití. Ve většině případů je nutná, pro jednotlivé druhy sklápěčů, individuální konstrukce pánve.

Podle použití

- Naklápěcí stojany
- Sklápěcí stojany pro údržbu lící pánve

Podle způsobu naklopení pánve

- Hydraulicky
- Elektromotorem
- (Ruční)

Podle stupně mobility

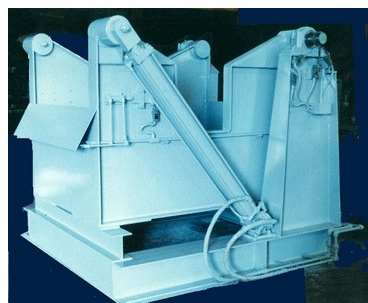
- Stacionární
- Mobilní

2.4.1 Naklápěcí stojany

Jedná se o stojany, které slouží k naklopení pánve pod maximálním úhlem cca. 90 stupňů. U následujících naklápěcích stojanů je pro dosažení naklopení pánve použito hydraulického pohonu a slouží především pro stahování strusky.

Economy Industrial Corporation

Stojan tohoto typu je určen pro plynulé naklopení 15t lící pánve. Proprietární hydraulický obvod umožňuje ovládání lící rychlosti nezávisle na tlaku v systému, což zapříčiňuje hladké lití kovu do lícího žlabu. Vysokorychlostní ovládání také umožňuje operátorovi rychlé vrácení pánve do původní polohy. Výrobce nabízí naklápěče od 3 do 250t kapacity horkého kovu.



Obr. 2-7 Hydraulický sklápěč 15t lící pánve [7]

Glama Maschinenbau GmbH

Na Obr. 2-8 je vidět mobilní naklápěč vyráběný firmou Glama. Naklápěč se pohybuje po kolejnicích a značně tak snižuje nutnost použití jeřábu. Pánev je vložena do ocelového prstence, který je hydraulicky naklápěn. Prstenec nedisponuje žádným uzamykacím prvkem. Robustní konstrukce naklápěče je určena pro těžké podmínky v ocelárnách. Naklápěč je dodáván do maximálního obsahu horkého kovu 400t.



Obr. 2-8 Kolejový hydraulický lící sklápěč [8]

Dango & Dienenthal

Lící pánev s tekutým kovem je umístěna do robustní korby naklápěče. Tvar korby je uzpůsoben tak, aby ve vertikální poloze chránil hydraulické válce před tekutým kovem. Stojan slouží pro stahování strusky. Sklápěč je navrhován dle potřeb zákazníka na míru pro maximální zatížení 300t.

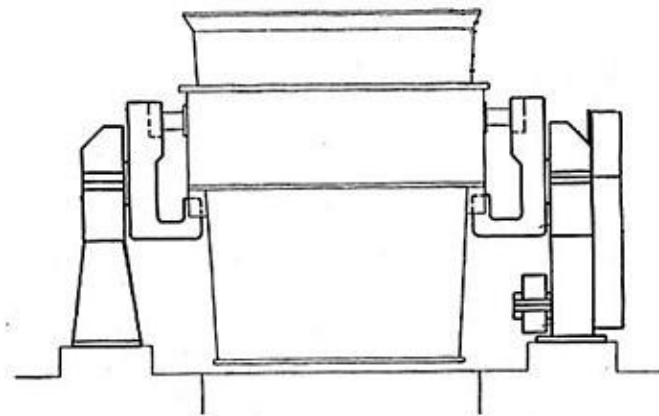


Obr. 2-9 Stacionární hydraulický sklápěč [9]

2.4.2 Sklápěcí stojany pro údržbu lící pánve

Vítkovice Heavy Machinery a.s.

Sklápěč se skládá ze dvou hlavních nosných částí a to stojanu levého (hnaného) a stojanu pravého (poháněného elektromotorem). Oba stojany jsou vybaveny třmeny uložené na valivých ložiscích. Pohon se skládá z elektromotoru se zabudovanou převodovkou, spojky a vnějšího čelního soukolí. Na Obr. 2-11 je znázorněno patentové schéma uložení pánve ve stojanu.



Obr. 2-10 Schéma sklápěče firmy Vítkovice Heavy Machinery [10]

Pomocí jeřábu je pánve uložena čepy do sedel třmenů. Samotný třmen je opatřen systémem zamykání skládající se ze závory, která se zaklapne do konického otvoru v čepu pánve. Při naklápění pánve je závora vedena po kruhové ploše, kde při úhlu naklonění 40° závora najede na bronzové segmenty a dojde tak k úplnému mechanickému zajištění pánve ve stojanu.

Pravý stojan nedisponuje vlastním pohonem a proto, aby nedocházelo k samovolnému otáčení třmenu, funguje závora i jako pojištění proti vychýlení třmenu z vertikální polohy. Dle provedení ukotvení stojanu může být součástí i pracovní plošina a.

Sklopné stojany tohoto typu byly dodány do hal následujících oceláren.

- VSŽ Košice, nyní US-Steel Košice – 4 kusy sklopných stojanů pro ocelářenské lící pánve obsahu 190t tekuté oceli. Realizace dodání a výstavby byla v roce 1993.
- NH Ostrava, nyní Mittal Ostrava – 2 kusy sklopných stojanů pro ocelářenské lící pánve obsahu 225t tekuté oceli. Realizace v roce 1997.

- Vítkovice Steel, nyní Evraz Vítkovice – 2 kusy sklopných stojanů pro ocelářenské lící pánve obsahu 80t tekuté oceli. Dodávka v roce 2006
- Třinecké železářny – 1 kus sklopného stojanu pro ocelářenské lící pánve obsahu 180t tekuté oceli. Dodávka a realizace v letech 2013/2014.



Obr. 2-11 Umístění stojanu v hale Evraz Vítkovice Steel a.s.

Součástí seznámení s konstrukcí sklápěče byla i exkurze (14. 2. 2014) ve společnosti Evraz, kdy pod odborným dohledem byly zodpovězeny otázky týkající se používání a údržby stojanu.



Obr. 2-12 Stojan s pánví

Obr. 2-12 ukazuje ustavení ocelářenské lící pánve ve stojanu při naklopení pod úhlem 90 stupňů. Pod tímto úhlem se provádí veškeré servisní práce na argonových dmýchacích soustavách a na šoupátkových uzávěrech. Další fotky aktuálně používaného stojanu vyrobeného společností Vítkovice Heavy Machinery jsou uvedeny v příloze.

3. NÁVRH SKLÁPĚČE LICÍ PÁNVE

3.1 Specifikace zadání

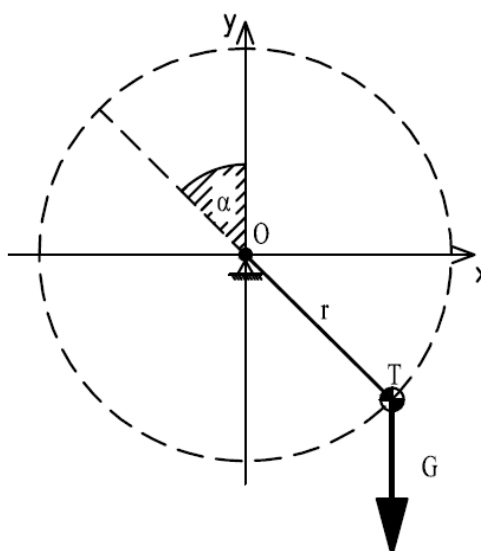
Dle výkresové dokumentace[11], dodané v podniku Vítkovice Heavy Machinery, jsem zpracoval v programu Autodesk Inventor 2014 model 70t licí pánve včetně vyzdívky. Plášť pánve je vyroben jako svařenec. Komponentám modelu byla přiřazena specifická hustota, aby bylo možné zjistit polohu těžiště spolu s celkovou hmotností licí pánve. Následující tabulka (Tab. 3-1) obsahuje fyzikální údaje pánve.

Parametry licí pánve		
Název	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý obsah	70	t
Max. obsah	91	t
Hmotnost kovových částí	15,283	t
Hmotnost vyzdívky	21,878	t
Max. zatížení jeřábu	128,161	t
Specifická hmotnost tekuté oceli	6,9	kg/dm ³

Tab. 3-1 Technické parametry zadané licí pánve

3.2 Výpočet klopných (odporových) momentů

Moment se obecně skládá z vektorového součinu síly \mathbf{F} a kolmé vzdálenosti síly od osy otáčení, tj. ramene síly. V případě výpočtu klopného momentu pánve je obecná síla zastoupena v podobě tíhové síly \mathbf{G} licí pánve a kolmého ramene \mathbf{r} v podobě vzdálenosti mezi těžištěm a osou otáčení pánve.



Obr. 3-1 Výpočtové schéma klopného momentu

Z výpočtového schématu na Obr. 3-1 lze odvodit následující vzorce pro výpočet klopných momentů.

$$G = m_p \cdot g \quad (1)$$

m_p ... hmotnost pánve [kg]

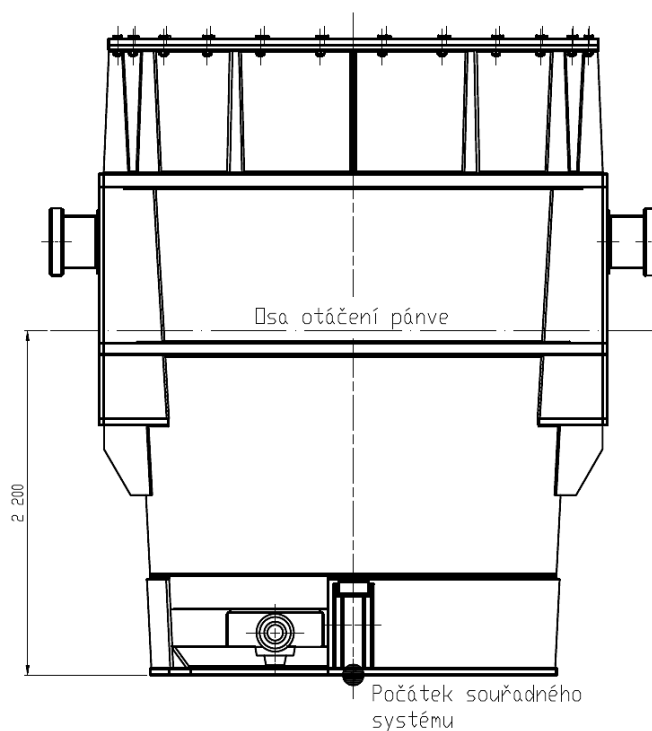
g ... gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)

$$M_{klop} = G \cdot \sin \alpha \cdot r \quad (2)$$

α ... úhel naklopení pánve [°]

r ... vzdálenost mezi osou otáčení a těžištěm pánve [m]

Osu otáčení jsem umístil nad těžiště všech variant pánví. To vede ke zvýšení stability pánve ve stojanu. Dále je pak zohledněna i vzdálenost osy otáčení k sedlu třmenu, v níž jsou uloženy čepy pánve, z tohoto důvodu nemůže být osa otáčení umístěna výše.



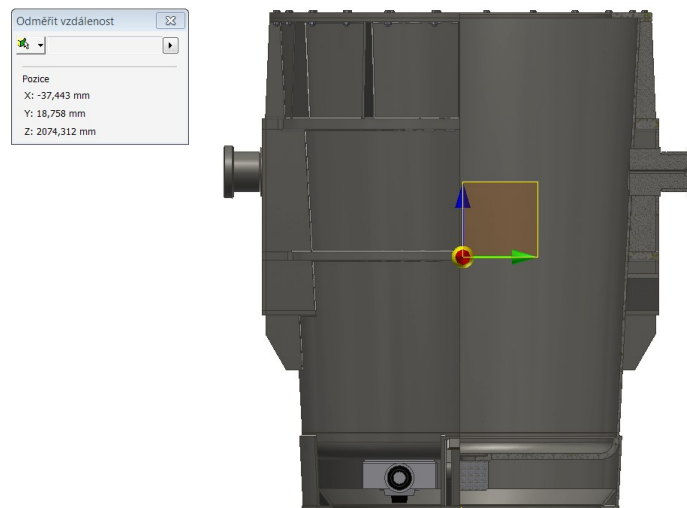
Obr. 3-2 Výpočtové schéma pánve

Předpoklad

Pro následující výpočty volím úhel naklopení $\alpha = 90^\circ$, protože délka ramene r bude největší. Z toho plyne, že při tomto úhlu bude maximální klopný moment M_{klop}

3.2.1 Klopný moment pánve bez vyzdívky

Pánev bez vyzdívky se skládá pouze, v tomto případě, ze svařeného ocelového pláště, na kterém je ve vnější straně dna umístěn šoupátkový uzávěr spolu s argonovými dmyšňami. V horní části je pak šrouby M30 x 110 ČSN 24 014 uchycena obruč pro pojištění vyzdívky. Uvažuji tedy se všemi kovovými částmi pánve a příslušenstvím. Obr. 3-2 znázorňuje polohu těžiště pánve bez vyzdívky v částečném řezu.



Obr. 3-3 Pánev bez vyzdívky s vyznačeným těžištěm

Souřadnice těžiště pánve bez vyzdívky je $T_1 = [-37,443; 18,758; 2074,312]$. Ze souřadnice osy z vypočítám vzdálenost r .

$$r_1 = l_o - z_1$$

$$r_1 = 2200 - 2074,31$$

$$r_1 = 125,69 \text{ mm} \doteq 126 \text{ mm}$$

l_o ... vzdálenost osy otáčení od počátku souřadného systému[mm]

z_1 ... vzdálenost těžiště v ose z od počátku souřadného systému[mm]

$$G = m_{p1} \cdot g$$

$$G = 15283 \cdot 9,81$$

$$G = 149926,23 \text{ N} \doteq 149926 \text{ N}$$

m_{p1} ... hmotnost pánve bez vyzdívky[kg]

g ... gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)

$$M_{klop-vyp1} = G \cdot \sin \alpha \cdot r_1$$

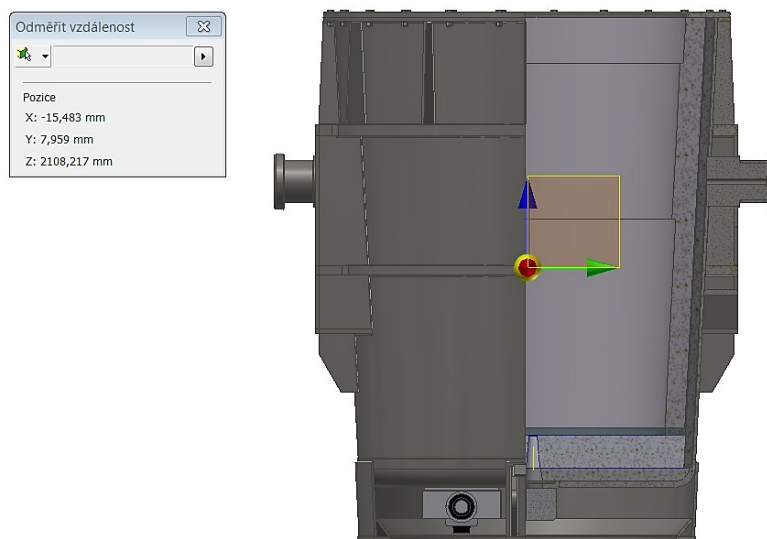
$$M_{klop-vyp1} = 149926 \cdot \sin 90 \cdot 0,126$$

$$M_{klop-vyp1} = 18890,7 \text{ N.m}$$

α ... úhel naklopení pánve[°]

r_1 ... vzdálenost mezi osou otáčení a těžištěm pánve bez vyzdívky[m]

3.2.2 Klopný moment pánve se žáruvzdornou vyzdívkou



Obr. 3-4 Poloha těžiště pánve se žáruvzdornou vyzdívkou

Skladba žáruvzdorné vyzdívky je zpracována dle dokumentace Vítkovice Heavy Machinery. Hmotnost pánve s vyzdívkou je 37,161[t]. Souřadnice těžiště pánve se žáruvzdornou vyzdívkou je $T_2 = [-15,486; 7,959; 2108,217]$.

$$r_2 = l_o - z_2$$

$$r_2 = 2200 - 2108,217$$

$$r_2 = 91,783 \text{ mm} \doteq 92 \text{ mm}$$

l_o ... vzdálenost osy otáčení od počátku souřadného systému[mm]

z_2 ... vzdálenost těžiště v ose z od počátku souřadného systému[mm]

$$G = m_{p2} \cdot g$$

$$G = 37161 \cdot 9,81$$

$$G = 364549,41N \doteq 364549N$$

m_{p2} ... hmotnost pánve s vyzdívkou[kg]

g ... gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)

$$M_{klop-vyp2} = G \cdot \sin \alpha \cdot r_2$$

$$M_{klop-vyp2} = 364549 \cdot \sin 90 \cdot 0,092$$

$$M_{klop-vyp2} = 33538,55 \text{ N.m}$$

α ... úhel naklopení pánve[°]

r_2 ... vzdálenost mezi osou otáčení a těžištěm pánve s vyzdívkou[m]

3.2.3 Klopný moment pánve s vyzdívkou a slítkem

Slitek (5t) je v tomto případě brán jako teoretický, protože ve skutečnosti v pánvi umístěné do stojanu zůstává jen minimální množství kovu. Z tohoto důvodu je pouze navýšena hmotnost pánve s vyzdívkou o hmotnost zadaného slitku (5t) bez změny polohy těžiště. Hmotnost pánve s vyzdívkou a slítkem je $42,161[t]$.

$$r_3 = r_2$$

$$r_3 = 91,783 \text{ mm} \doteq 92 \text{ mm}$$

r_3 ... vzdálenost mezi osou otáčení a těžištěm pánve s vyzdívkou a slítkem[m]

$$G = m_{p3} \cdot g$$

$$G = 41161 \cdot 9,81$$

$$G = 413599,41N \doteq 413599N$$

m_{p3} ... hmotnost pánve s vyzdívkou[kg]

g ... gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)

$$M_{klop-vyp3} = G \cdot \sin \alpha \cdot r_3$$

$$M_{klop-vyp3} = 413599 \cdot \sin 90 \cdot 0,092$$

$$M_{klop-vyp3} = 38051,15 \text{ N.m}$$

3.2.4 Vyhodnocení výpočtů klopných momentů

V následujících tabulkách jsou vypočítány hodnoty klopných momentů v závislosti na úhlu naklopení pro všechny případy, které mohou nastat při používání sklápěče.

Výpočet 1 (bez vyzdívky)	
Úhel naklopení α [°]	Klopný moment M_{klop1} [N.m]
0	0
10	3280,34
20	6461,00
30	9445,35
40	12142,71
50	14471,12
60	16359,83
70	17751,46
80	18603,71
90	18890,70
100	18603,71
110	17751,46
120	16359,83
130	14471,12
140	12142,71
150	9445,35
160	6461,00

Tab. 3-2 Klopné momenty pánve bez vyzdívky

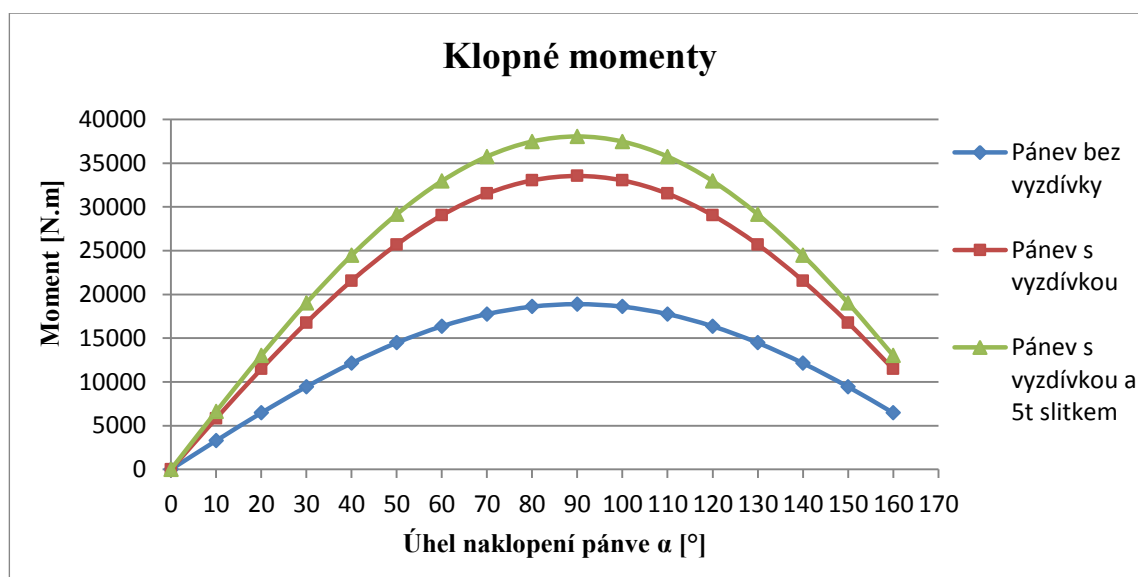
Výpočet 2 (s vyzdívkou)	
Úhel naklopení α [°]	Klopný moment M_{klop2} [N.m]
0	0
10	5823,91
20	11470,86
30	16769,27
40	21558,16
50	25692,02
60	29045,23
70	31515,92
80	33029,02
90	33538,55
100	33029,02
110	31515,92
120	29045,23
130	25692,02
140	21558,16
150	16769,27
160	11470,86

Tab. 3-3 Klopné momenty pánve s vyzdívkou

Výpočet 3 (vyzdívka + slitek)	
Úhel naklonění α [°]	Klopný moment M_{klop3} [N.m]
0	0
10	6607,51
20	13014,26
30	19025,57
40	24458,81
50	29148,87
60	32953,26
70	35756,38
80	37473,06
90	38051,15
100	37473,06
110	35756,38
120	32953,26
130	29148,87
140	24458,81
150	19025,57
160	13014,26

Tab. 3-4 Klopné momenty pánve s vyzdívkou a slítkem

Z tabulek lze vyčíst, že maximální klopný moment se vyskytuje, když je pánev v horizontální poloze. Nejvyšší dosažená hodnota klopného momentu je u pánve se slítkem a to $M_{klop3} = 38051,15$ [N.m]. V následujícím grafu (Graf 3-1) jsou vidět průběhy klopných momentů všech variant pánve.



Graf 3-1 Průběh klopných momentů v závislosti na úhlu naklonění

3.2.5 Výpočtový klopný moment

V rámci bezpečnosti provozu navrhované konstrukce je nutné zahrnout do výpočtu dynamický bezpečnostní koeficient. Po konzultaci s výpočtovým oddělením Vítkovic byla zvolena hodnota koeficientu $k_s = 1,45 [-]$.

$$M_{klop-ks} = M_{klop-vyp3} \cdot k_s \quad (3)$$

$$M_{klop-ks} = 38051,15 \cdot 1,45$$

$$M_{klop-ks} = 55174,16 \text{ N.m}$$

$M_{klop-ks}$... výpočtový klopný moment [N.m]

$M_{klop-vyp3}$... klopný moment pánve výp. 3 (vyzdívka a 5t slitek) [N.m]

k_s ... dynamický koeficient bezpečnosti [-]

Na základě tohoto výpočtu byla sestavena tabulka (Tab. 3-5) průběhu výpočtového klopného momentu v závislosti na úhlu naklonění pánve. Maximální hodnota výpočtového klopného momentu je $M_{klop3-ks} = 55174,16 \text{ [N.m]}$.

Úhel naklonění α [°]	Výpočtový klopný moment $M_{klop-ks}$ [N.m]
0	0
10	9580,89
20	18870,67
30	27587,08
40	35465,26
50	42265,85
60	47782,22
70	51846,75
80	54335,94
90	55174,16
100	54335,94
110	51846,75
120	47782,22
130	42265,85
140	35465,26
150	27587,08
160	18870,67

Tab. 3-5 Souhrn výpočtových klopných momentů

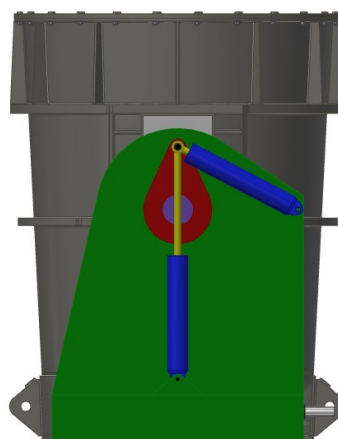
3.3 Návrhové varianty sklopného stojanu

Při návrhu jednotlivých variant byl zohledněn požadavek nahradit elektromotor jiným druhem pohonu, konkrétně hydraulickým pohonem. Z tohoto důvodu volím pro naklápění pánve přímočarý dvojčinný hydromotor. Ten je nejvíce užívaným hydraulickým hnacím prvkem díky svým relativně malým rozměrům a váze s ohledem na velikost přenášeného výkonu, dobré účinnosti a vysoké spolehlivosti.

Návrhové varianty mají podobu jednoduchého modelu, který znázorňuje princip naklápění lící pánve. U všech uvedených variant je pohon umístěn na obou, zrcadlově stejných, stojanech. Z toho plyne, že oba stojany plní hnací funkci. Způsob takto řešeného pohonu (oba hnací stojany) z větší části eliminuje přenos sil a klopného momentu z hnacího stojanu přes ocelářenskou pánev na hnaný stojan jak tomu bylo doposud. Jednotlivé komponenty sestavy modelu jsou pro přehlednost barevně odlišeny.

3.3.1 Koncept 1

Pohon stojanu je tvořen dvěma hydraulickými válci, jedním umístěným vertikálně a druhým uloženým pod úhlem. Pístnice obou válců jsou pak spojeny s ramenem na jednom čepu. Vertikálně uložený válec je při nulovém naklopení pánve v tzv. „mrtvém bodě“ a v počátečních fázích naklápění je prakticky neúčinný. K tomu, aby se válec dostal z této polohy, slouží druhý, téměř horizontálně uložený válec. Dále pak už oba pracují stejně jen do doby, kdy se druhý válec dostane do „mrtvého bodu“.

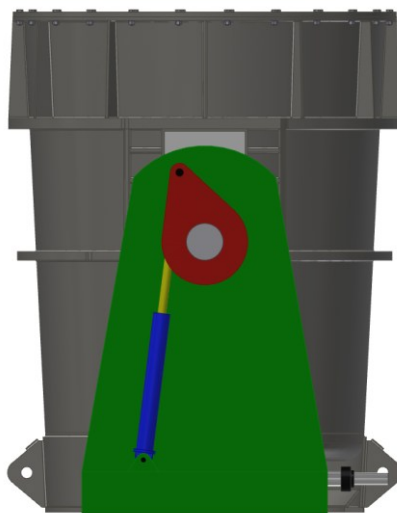


Obr. 3-5 Návrhový model – koncept 1

Konstrukce stojanu této varianty by byla poměrně náročná a to hlavně z důvodu upevnění pístnic válců na rameni sklápěče a nesymetrie tvaru samotného stojanu. Hlavní nevýhodou je výskyt neefektivních poloh jednotlivých válců při naklápění lící pánve.

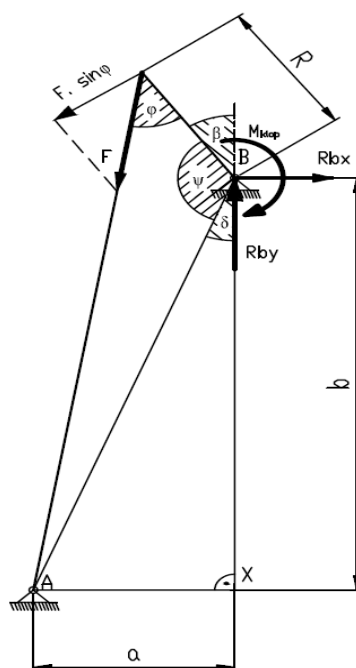
3.3.2 Koncept 2

K naklopení pánve je zde použit pouze jeden hydraulický válec umístěný na každém stojanu sklápěče. Samotné rameno je vychýleno v nulové poloze o úhel $\beta_0 = 20[^\circ]$, aby nedošlo k dotyku pístnice s hřídélí sklápěče. Při naklápění pánve se hydraulický válec vychyluje z původní polohy a otáčí se tak na čepu, který je umístěn v dolní části nosného rámu.



Obr. 3-6 Návrhový model – koncept 2

Ve srovnání s předešlým návrhem, u tohoto konceptu se nevyskytuje neefektivní poloha („mrtvý bod“) hydraulického válce. Na základě návrhového modelu bylo sestaveno výpočtové schéma (Obr. 3-7) a výsledná kinematika celého mechanismu, která je uvedena v příloze (B) diplomové práce.

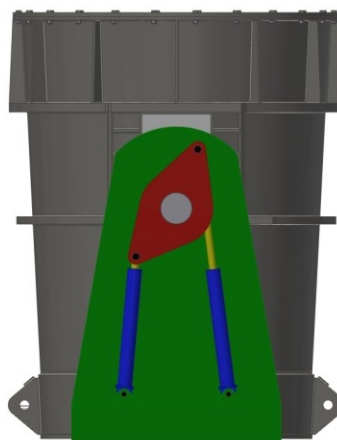


Obr. 3-7 Výpočtové schéma konceptu 2

Hlavní nevýhodou druhého konceptu je asymetrie zatížení hřídele silou na rameni pouze z jedné strany při naklápění pánve. To se negativně projeví zvětšením především reakce R_{by} . Dále pak síla válce, v počáteční fázi naklápění, působí na relativně malém rameni.

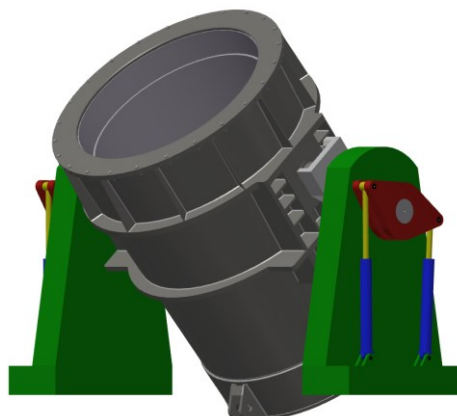
3.3.3 Koncept 3

Konstrukce vychází z předešlého návrhu s tím rozdílem, že byl přidán další přímočarý hydromotor stejných parametrů. Došlo tak ke změně tvaru konstrukce ramene (červeně), které je nyní lomené a svírá mezi osami čepů pístnic a hřídele úhel menší než 180 stupňů. Takto řešený tvar ramene umožňuje maximální možné naklopení pánve.



Obr. 3-8 Návrhový model – koncept 3

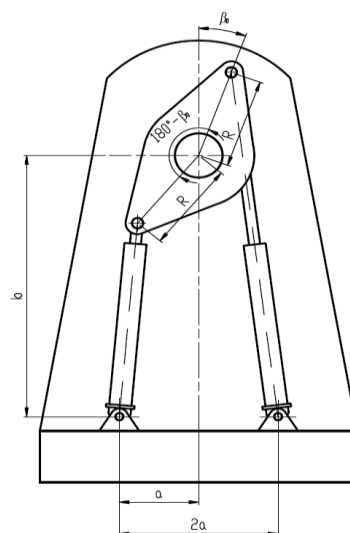
Použitím druhého hydraulického válce se zmenší reakce (R_{by}), která by jinak negativně zatěžovala hřídel klopného mechanismu. Hydromotory pracují současně, to vede k částečné eliminaci problému s působením síly vysunutého válce na relativně malém rameni. Vzhledem k pozitivům jsem zvolil koncept 3 jako řešení konstrukce sklopného stojanu za použití hydraulického pohonu.



Obr. 3-9 Naklopení pánve v návrhovém modelu – koncept 3

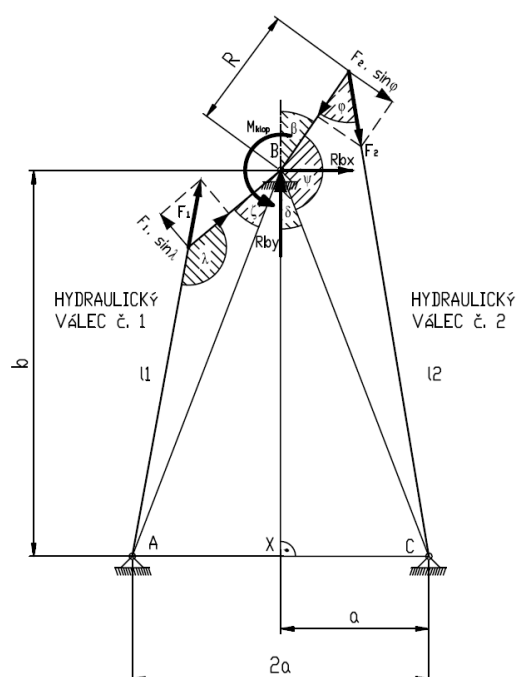
3.4 Návrh přímočarého hydromotoru

K úspěšnému návrhu pohonu je nutné zjistit potřebnou maximální sílu v obou přímočarých hydromotorech a pracovní tlak. Na základě 3D modelu jsem odvodil rozměrové schéma (Obr. 3-10) řešené soustavy, kde jsou zakótovány vstupní délkové a úhlové parametry výpočtu. Až na úhel β_0 jsou všechny hodnoty konstantní. Délka $2a$ představuje vzdálenost os čepů umístěných v základové části hydromotorů.



Obr. 3-10 Rozměrové schéma konceptu 3

Při naklápění pánve dochází ke změně velikosti všech sil, momentů a většiny úhlů (konstantní zůstává pouze úhel δ) soustavy. Dále se mění i rozměry l_1 a l_2 , které představují aktuální délky hydromotorů.



Obr. 3-11 Grafické uvolnění soustavy

3.4.1 Vstupní parametry výpočtu

Označení	Hodnota	Jednotka
R=	550	mm
a=	500	mm
b=	1700	mm
β_0=	20	degrad
n_s=	2	-

Tab. 3-6 Vstupní hodnoty

R ... délka ramene[mm]

a ... vzdálenost osy hřídele a čepu v horizontálním směru[mm]

b ... vzdálenost osy hřídele a čepu ve vertikálním směru[mm]

β_0 ... úhel vychýlení ramene v nulové poloze[°]

n_s ... počet poháněných stojanů[-]

Součástí vstupních parametrů jsou i hodnoty měnícího se výpočtového klopného momentu $M_{klop-ks}$ v závislosti na úhlu natočení pánve uvedeného v tab. 3-5. Do výpočtů dosazují hodnoty pro naklopení pánve pod úhlem **90** stupňů.

3.4.2 Výpočet úhlů a vzdáleností

Prvním z vypočtených údajů je konstantní úhel δ , jež se vypočítá pomocí goniometrické funkce z pravoúhlého trojúhelníku ABX, popř. BCX.

$$\delta = \arctg \frac{a}{b} \quad (4)$$

$$\delta = \arctg \frac{500}{1700}$$

$$\delta = 16,38^\circ$$

Vzdálenost úsečky $|AB|$, $|BC|$ je konstantní a vypočítá se z Pythagorovy věty.

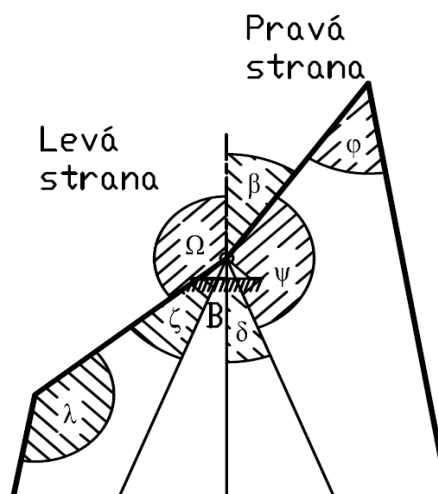
$$|AB|^2 = a^2 + b^2 \quad (5)$$

$$|AB| = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$|AB| = \sqrt{500^2 + 1700^2}$$

$$|AB| = 1772 \text{ mm}$$

Pro přehlednost jsem rozdělil výpočet podle stran, ve kterých se nachází řešené trojúhelníky, na stranu levou a pravou.



Obr. 3-12 Detail úhlů soustavy

- **Řešení levé strany**

$$\Omega = 180 - (\beta_0 + \beta) \quad (6)$$

$$\Omega_{90} = 180 - (20 + 110)$$

$$\Omega_{90} = 50^\circ$$

β_0 ... úhel vychýlení ramene v nulové poloze[°]

β ... úhel (pravá strana) mezi ramenem a vertikálou vedoucí bodem B [°]

Ω_{90} ... úhel (levá strana) mezi ramenem a vertikálou vedoucí bodem B [°]

$$\Omega_{90} + \zeta_{90} + \delta = 180^\circ \quad (7)$$

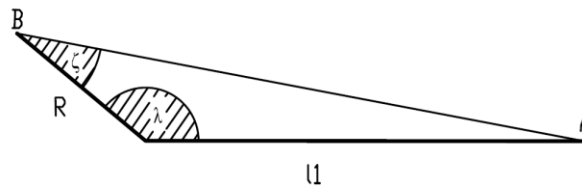
$$\zeta_{90} = 180^\circ - (\Omega_{90} + \delta)$$

$$\zeta_{90} = 180 - (50 + 16,38)$$

$$\zeta_{90} = 113,62^\circ$$

ζ_{90} ... úhel mezi ramenem a pomyslnou úsečkou AB [°]

V dalších krocích je použita kosinová věta, která umožňuje výpočet úhlu trojúhelníku na základě znalosti délek všech jeho stran.



Obr. 3-13 Schéma řešeného trojúhelníku levé strany

$$l_1^2 = AB^2 + R^2 - 2 \cdot AB \cdot R \cdot \cos \zeta \quad (8)$$

$$l_1 = \sqrt{1772^2 + 550^2 - 2 \cdot 1772 \cdot 550 \cdot \cos 113,62}$$

$$l_1 = 2055 \text{ mm}$$

R ... délka ramene [mm]

l_1 ... aktuální délka hydraulického válce č. 1 [mm]

AB ... vzdálenost mezi osou hřídele a čepu [mm]

$$AB^2 = l_1^2 + R^2 - 2 \cdot l_1 \cdot R \cdot \cos \lambda \quad (9)$$

$$\lambda = \arccos \frac{l_1^2 + R^2 - AB^2}{2 l_1 \cdot R}$$

$$\lambda = \arccos \frac{2055^2 + 550^2 - 1772^2}{2 \cdot 2055 \cdot 550}$$

$$\lambda = 52,19^\circ$$

λ ... úhel mezi ramenem a pístnicí levé strany [°]

• Řešení pravé strany

$$\beta_{90} = \beta_0 + \alpha_{90} \quad (10)$$

$$\beta_{90} = 20 + 90$$

$$\beta_{90} = 110^\circ$$

β_0 ... úhel vychýlení ramene v nulové poloze [°]

α_{90} ... úhel naklopení pánve [°]

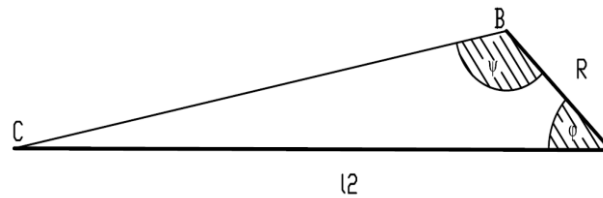
$$\beta + \psi + \delta = 180^\circ \quad (11)$$

$$\psi_{90} = 180^\circ - (\beta_{90} + \delta)$$

$$\psi_{90} = 180^\circ - (110 + 16,38)$$

$$\psi_{90} = 53,62^\circ$$

ψ_{90} ... úhel mezi ramenem a pomyslnou úsečkou BC [°]



Obr. 3-14 Schéma řešení trojúhelníku pravé strany

$$l_2^2 = CB^2 + R^2 - 2 \cdot CB \cdot R \cdot \cos \psi \quad (12)$$

$$l_2 = \sqrt{1772^2 + 550^2 - 2 \cdot 1772 \cdot 550 \cdot \cos 53,62}$$

$$l_2 = 1512 \text{ mm}$$

R ... délka ramene [mm]

l_2 ... aktuální délka hydraulického válce č. 2 [mm]

CB ... vzdálenost mezi osou hřídele a čepu [mm]

$$CB^2 = l_2^2 + R^2 - 2 \cdot l_2 \cdot R \cdot \cos \varphi \quad (13)$$

$$\varphi = \arccos \frac{l_2^2 + R^2 - CB^2}{2l_2 \cdot R}$$

$$\varphi = \arccos \frac{1512^2 + 550^2 - 1772^2}{2 \cdot 1512 \cdot 550}$$

$$\varphi = 109,32^\circ$$

φ ... úhel mezi ramenem a pístnicí pravé strany [°]

3.4.3 Výpočet sil hydromotoru

$$\sum M_B = 0$$

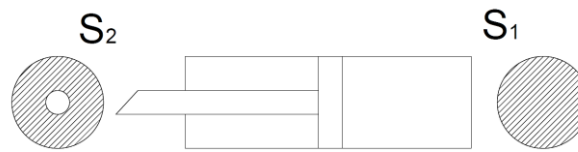
$$-M_{klop-ks} + F_1 \cdot \sin \lambda \cdot R + F_2 \cdot \sin \varphi \cdot R = 0$$

$$M_{klop-ks} = F_1 \cdot \sin \lambda \cdot R + F_2 \cdot \sin \varphi \cdot R$$

$$M_{klop-ks} = p \cdot S_1 \cdot \sin \lambda \cdot R + p \cdot S_2 \cdot \sin \varphi \cdot R$$

Rovnice jsou odvozeny z Obr. 3-11. Získal jsem jednu rovnici o třech neznámých, z tohoto důvodu musím zavést vztah pro vyjádření síly z tlaku ($F = p \cdot S$). Válce klopného mechanismu jsou napojeny na jednotnou hydraulickou stanici. Pracovní tlak bude tedy u všech válců stejný, měnit se bude pouze v závislosti na úhlu naklonění pánve.

Dále bylo nutné vypočítat obsah ploch S_1 a S_2 ze zvolených normalizovaných průměrů, deklarovaných výrobcem, pístu a pístnice hydraulického válce.



Obr. 3-15 Pracovní plochy hydromotoru

Zvolené průměry hydraulického válce dle nabídky firmy Bosch Rexroth.

$$d_1 = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$d_2 = 70 \text{ mm} = 0,07 \text{ m}$$

d_1 ...průměr pístu[mm]

d_2 ...průměr pístnice[mm]

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (14)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$S_1 = 0,007854 \text{ m}^2$$

S_1 ...pracovní plocha pístu[m²]

S_2 ...pracovní plocha pístu zmenšená o plochu pístnice[m²]

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \quad (15)$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2 - 0,07^2)$$

$$S_2 = 0,004005 \text{ m}^2$$

Pro vypočtení sil ve válcích je nutné znát tlak v dané fázi naklopení pánve. Výpočet vychází z upravené rovnice rovnováhy pro momenty a z rovnice výpočtu síly z tlaku.

$$p = \frac{M_{klop-ks}}{S_1 \cdot \sin \lambda \cdot R + S_2 \cdot \sin \varphi \cdot R} \quad (16)$$

$$p = \frac{55174,16}{0,00785 \cdot \sin 52,19 \cdot 0,55 + 0,004 \cdot \sin 109,32 \cdot 0,55}$$

$$p = 10047391,56 \text{ Pa} = 100,5 \text{ bar}$$

p ... výpočtový pracovní tlak klopné soustavy[Pa]

V průběhu naklápění pánve se pístnice na levé straně soustavy vysouvá vlivem síly F_1 , která působí na ploše S_1 . Naopak pístnice na pravé straně soustavy se zasouvá do tělesa válce působením síly F_2 na ploše S_2 . Při naklápění pánve do původní, vertikální polohy bude působit síla hydraulického válce č. 1 na ploše S_2 a síla hydraulického válce č. 2 na ploše S_1 .

$$F_1 = \frac{M_{klop-ks} - F_2 \cdot \sin\varphi \cdot R}{\sin\lambda \cdot R} \quad (17)$$

$$F_1 = \frac{M_{klop-ks} - p \cdot S_2 \cdot \sin\varphi \cdot R}{\sin\lambda \cdot R}$$

$$F_1 = \frac{55174,16 - 10047391,56 \cdot 0,004 \cdot \sin 109,32 \cdot 0,55}{\sin 52,19 \cdot 0,55}$$

$$F_1 = 78912,02 \text{ N}$$

Při použití dvou poháněných stojanů je nutné jejich počet zahrnout do výpočtu.

$$F_{1sk} = \frac{F_1}{n_s} \quad (18)$$

$$F_{1sk} = \frac{78970,32}{2}$$

$$F_{1sk} = 39456,01 \text{ N}$$

F_{1sk} ... požadovaná síla hydraulického válce č. 1 [N]

n_s ... počet poháněných stojanů [–]

$$F_2 = \frac{M_{klop-ks} - F_1 \cdot \sin\lambda \cdot R}{\sin\varphi \cdot R} \quad (19)$$

$$F_2 = \frac{M_{klop-ks} - p \cdot S_1 \cdot \sin\lambda \cdot R}{\sin\varphi \cdot R}$$

$$F_2 = \frac{55174,16 - 10047391,56 \cdot 0,0078 \cdot \sin 52,19 \cdot 0,55}{\sin 109,32 \cdot 0,55}$$

$$F_2 = 40245,14 \text{ N}$$

$$F_{2sk} = \frac{F_2}{n_s} \quad (20)$$

$$F_{2sk} = \frac{40245,14}{2}$$

$$F_{2sk} = 20122,57 \text{ N}$$

F_{2sk} ... požadovaná síla hydraulického válce č. 2 [N]

3.4.4 Vyhodnocení výpočtu

Jelikož se jedná o poměrně rozsáhlé kvantum dat, zpracoval jsem je pro přehlednost do následujících tabulek (tab. 3-7; tab. 3-8; tab. 3-9). Šedou barvou jsou označeny výsledky výše uvedeného výpočtu. Maximální hodnoty sil jsou zvýrazněny žlutou barvou.

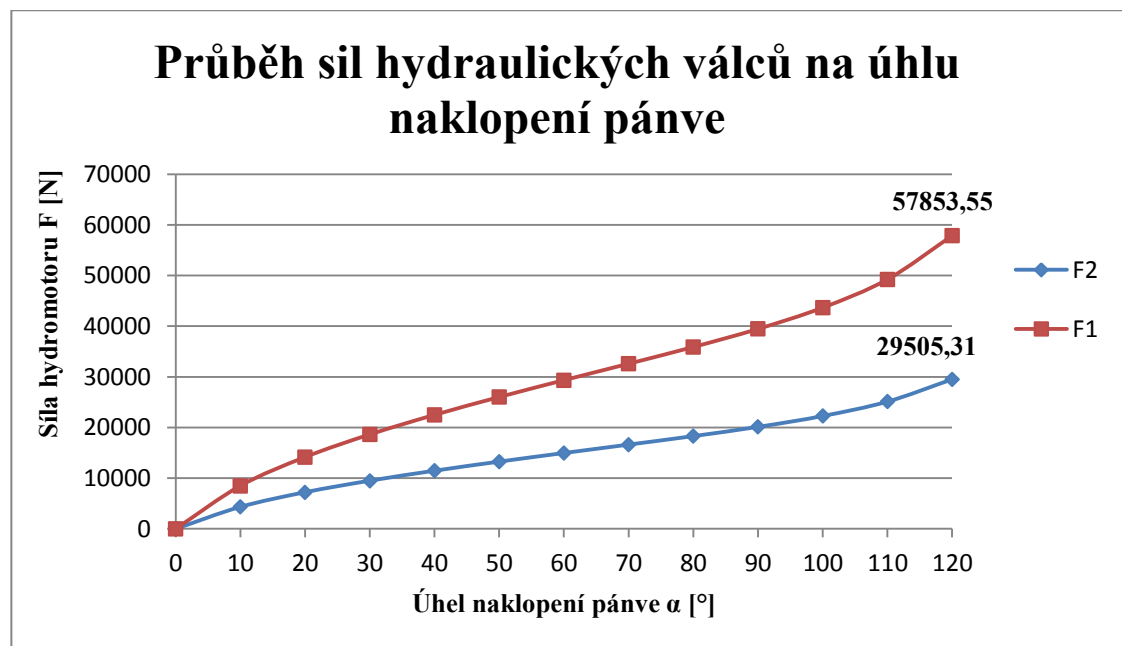
Výpočet síly hydraulického válce č. 1						
α	$M_{\text{klop-ks}}$	Ω	λ	ζ	l_1	F_1
Úhel naklopení	Klopný moment	Úhel	Úhel	Úhel	Vzdálenost	Síla
0	0	140	146,53	23,6	1287,0	0
10	9580,89	130	133,34	33,6	1348,8	8486,59
20	18870,67	120	120,95	43,6	1425,2	14159,68
30	27587,08	110	109,36	53,6	1512,0	18626,99
40	35465,27	100	98,51	63,6	1605,0	22488,37
50	42265,86	90	88,32	73,6	1700,7	26010,39
60	47782,23	80	78,67	83,6	1796,0	29338,76
70	51846,75	70	69,49	93,6	1888,2	32587,02
80	54335,94	60	60,69	103,6	1975,1	35889,62
90	55174,16	50	52,19	113,6	2055,0	39456,01
100	54335,94	40	43,95	123,6	2126,4	43659,43
110	51846,75	30	35,90	133,6	2187,9	49235,56
120	47782,23	20	28,01	143,6	2238,7	57853,55

Tab. 3-7 Souhrn výsledků výpočtu levé strany

Výpočet síly hydraulického válce č. 2						
α	$M_{\text{klop-ks}}$	β	φ	ψ	l_2	F_2
Úhel naklopení	Klopný moment	Úhel	Úhel	Úhel	Vzdálenost	Síla
0	0	20	28,01	143,6	2238,7	0
10	9580,89	30	35,90	133,6	2187,9	4328,16
20	18870,67	40	43,95	123,6	2126,4	7221,44
30	27587,08	50	52,19	113,6	2055,0	9499,77
40	35465,27	60	60,69	103,6	1975,1	11469,07
50	42265,86	70	69,49	93,6	1888,2	13265,30
60	47782,23	80	78,67	83,6	1796,0	14962,77
70	51846,75	90	88,32	73,6	1700,7	16619,38
80	54335,94	100	98,51	63,6	1605,0	18303,71
90	55174,16	110	109,36	53,6	1512,0	20122,57
100	54335,94	120	120,95	43,6	1425,2	22266,31
110	51846,75	130	133,34	33,6	1348,8	25110,14
120	47782,23	140	146,53	23,6	1287,0	29505,31

Tab. 3-8 Souhrn výsledků výpočtu pravé strany

Při naklápění pánve, ze svislé polohy do požadovaného úhlu, vznikají větší síly v pístech v porovnání s pohybem pánve z daného naklopení do nulové, svislé polohy (Příloha B). Větší hodnoty sil ve válcích se promítnou do podpor, to vede k celkově více nepříznivému zatížení celé klopné soustavy, především pak hřídele.



Graf 3-2 Průběh sil na úhlu naklonění pánve

Z grafu (Graf 3-2) lze vyčíst, že hydraulický válec při vysouvání musí vyvinout tlačnou sílu $F_1 = 57853,55 \text{ [N]}$ a při zasouvání tažnou sílu $F_2 = 29505,31 \text{ [N]}$ za předpokladu naklonění pánve pod úhlem 120° . Dalším údajem, nutným při volbě dvojčinného pístového hydromotoru, je požadovaný zdvih. Získá se rozdílem vzdáleností l_1 , l_2 a jeho hodnota je $l_z = 951,7 \text{ [mm]}$.

Úhel naklonění °	Pracovní tlak		
	Pa	MPa	bar
0	0	0	0
10	2161092	2,2	21,6
20	3605733	3,6	36,1
30	4743325	4,7	47,4
40	5726618	5,7	57,3
50	6623491	6,6	66,2
60	7471055	7,5	74,7
70	8298216	8,3	83,0
80	9139216	9,1	91,4
90	10047392	10,0	100,5
100	11117782	11,1	111,2
110	12537733	12,5	125,4
120	14732286	14,7	147,3

Tab. 3-9 Průběh výpočtového pracovního tlaku

Posledním parametrem pro návrh přímočarého pístového hydromotoru je vypočtený pracovní tlak klopné soustavy, který činí $p_s = 14,7 \text{ [MPa]}$.

3.4.5 Volba typu hydraulického válce

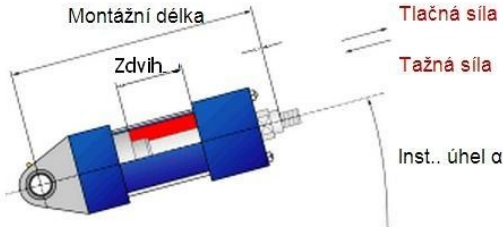
Zvolil jsem firmu Bosch Rexroth, která patří mezi přední výrobce hydraulických systémů. Při výběru vycházím z vypočtených zaokrouhlených hodnot v tab. 3 -10. Firma Bosch Rexroth poskytuje na svých webových stránkách interaktivní katalog, kde je možné dle zadaných parametrů vybrat optimální typ jakéhokoliv hydraulického pohonu. V tomto případě se jedná o specifikaci modelové řady přímočarých hydraulických dvojčinných válců a zpětnou kontrolu správnosti zvolených průměrů pístu a pístnice válců doplněných o kontrolu na vzpěr a ohyb při zadaném pracovním tlaku.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlačná síla	F_1	57860	N
Tažná síla	F_2	29510	N
Zdvih pístu	l_z	952	mm
Pracovní tlak	p_s	150	bar

Tab. 3-10 Zaokrouhlené hodnoty

Prvním krokem je specifikace pracovního tlaku hydraulického obvodu, dále následuje volba ukotvení hydraulického válce na navrhovanou konstrukci stojanu. Zde byl vybrán model MP3, jedná se o uchycení na čepu v kluzném ložisku bez možností naklopení v ose čepu. Následuje konkretizace velikosti tlačné a tažné síly, délky zdvihu a úhel, pod kterým bude hydraulický válec uložen.

Tlačná síla	(Min. / Max. = 0/471.2)	<input type="text" value="57.86"/>	kN
Tažná síla	(Min. / Max. = 0/375.8)	<input type="text" value="29.51"/>	kN
Délka zdvihu	(Min. / Max. = 1/2700)	<input type="text" value="952"/>	mm
Inst.. úhel	$\alpha =$	<input type="text" value="7"/>	°



Obr. 3-16 Interaktivní katalog Bosch Rexroth [12]

Dle zadaných hodnot byl vygenerován následující model hydraulického válce s parametry zobrazenými v tab. 3-11. Důležité jsou hodnoty $sf1$ a $sf2$ udávající koeficient bezpečnosti pro vzpěr a ohyb při tlaku zatížení hydraulického válce. Zvolený model má označení CDT3MP3/100/70, který pracuje s nominálním tlakem 16 MPa.

Rozsah	D [mm]	d [mm]	Konec pístnice	sf1	sf2	SF3	SF4	pk [bar]	pr [bar]
T3	100	70	S čepu	6.7	17.2	3.7	9.0	74	74

Tab. 3-11 Výsledky generované katalogem Rexroth [12]

$sf1$... bezpečnostní faktor pro vzpěr při tlaku zatížení HV ($sf1 \geq 3,5$)

$sf2$... bezpečnostní faktor pro ohyb při tlaku zatížení HV ($sf2 \geq 2$)

$SF3$... bezpečnostní faktor pro vzpěr při tlaku systému

$SF4$... bezpečnostní faktor pro ohyb při tlaku systému

p_k ... tlak při zatížení HV na straně pístu [bar]

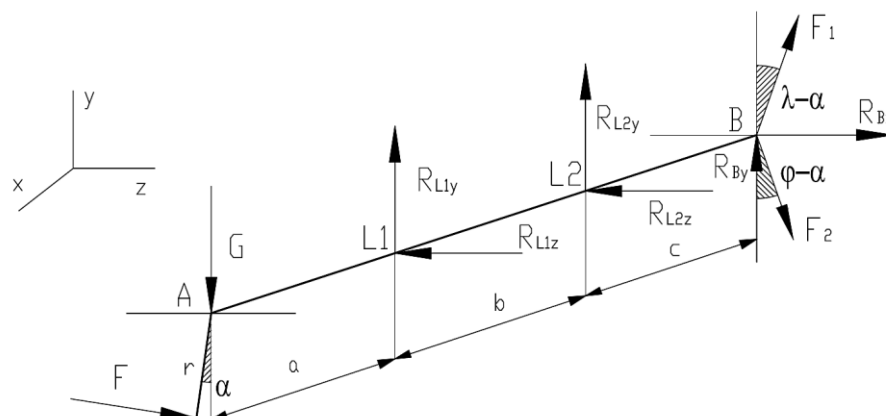
p_r ... tlak při zatížení HV na straně pístnice [bar]



Obr. 3-17 Trojrozměrný model zvoleného HV Bosch Rexroth

3.5 Návrh hřídele

Součástí procesu návrhu je vytvoření schématu (Obr. 3-18), kde jsou znázorněny veškeré síly působící na hřídel. V místech $L1$ a $L2$ je hřídel uložena pomocí ložisek v rámu stojanu. Bod A představuje umístění třmenu naklápeče. Nos třmenu při naklápění tlačí na stěny drážky v ocelovém plášti pánve a vyvozuje tak klopný moment v podobě působení síly F na rameni třmenu r .



Obr. 3-18 Schéma působení sil na hřídeli

3.5.1 Vstupní parametry výpočtu

Do vzorců dosazují výpočtové hodnoty, které odpovídají poloze pánve při úhlu $\alpha = 120[^\circ]$ naklopení pánve.

- **V místě A**

$$G = \left(m_{\text{třmenu}} + \frac{m_p}{2} \right) \cdot g \quad (21)$$

$$G = \left(1275,28 + \frac{42161}{2} \right) \cdot 9,81$$

$$G = 219307,5 \text{ N}$$

G ... tíhová síla [N]

$m_{\text{třmenu}}$... hmotnost třmenu s příslušenstvím [kg]

m_p ... hmotnost pánve [kg]

$$M_{\text{klop}} = F \cdot r \quad (22)$$

$$F = \frac{M_{\text{klop}}}{r}$$

$$F = \frac{47782,23}{0,48} = 99546,3 \text{ N}$$

r ... délka mezi osou hřídele a místem styku třmene s pánví [m]

Úhel naklopení	Moment	Síla
α	M_{klop}	F
0	0	0
10	9580,8926	19960,193
20	18870,675	39313,905
30	27587,081	57473,085
40	35465,267	73885,973
50	42265,86	88053,874
60	47782,225	99546,303
70	51846,752	108014,07
80	54335,942	113199,88
90	55174,161	114946,17
100	54335,942	113199,88
110	51846,752	108014,07
120	47782,225	99546,303

Tab. 3-12 Průběh klopné síly na úhlu naklopení

Maximální síla $F = 114946,17 \text{ [N]}$ a je dosažena při úhlu naklopení 90 stupňů.

- **V místě B**

Síly F_1 a F_2 jsem rozložil na složku v ose z a y dle následujících vztahů:

$$F_{1y} = F_1 \cdot \cos \lambda' = 57853,55 \cdot \cos 8,01 = 57289,3 \text{ N}$$

$$F_{1z} = F_1 \cdot \sin \lambda' = 57853,55 \cdot \sin 8,01 = 8060,1 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos \varphi' = 29505,31 \cdot \cos 6,53 = 29313,6 \text{ N}$$

$$F_{2z} = F_2 \cdot \sin \varphi' = 29505,31 \cdot \sin 6,53 = 3357,7 \text{ N}$$

F_1 ... požadovaná síla hydraulického válce č. 1 [N]

F_2 ... požadovaná síla hydraulického válce č. 2 [N]

λ' ... úhel mezi osou y a silou F_1 [°]

φ' ... úhel mezi osou y a silou F_2 [°]

$$\lambda' = \lambda - \Omega = 28,01 - 20 = 8,01^\circ$$

$$\varphi' = \varphi - \beta = 146,53 - 140 = 6,53^\circ$$

Úhel naklonění	Úhel ramena	Úhly mezi silou a ramenem				Síla			
degrad	degrad	degrad		rad		N			
α	β	φ'	λ'	φ'	λ'	F1y	F2y	F1z	F2z
0	20	8,01	6,53	0,14	0,11	0	0	0	0
10	30	5,90	3,34	0,10	0,06	8472,14	4305,21	495,0364	445,0979
20	40	3,95	0,95	0,07	0,02	14157,7	7204,29	235,3265	497,4198
30	50	2,19	-0,64	0,04	-0,01	18625,8	9492,8	-207,35	363,691
40	60	0,69	-1,49	0,01	-0,03	22480,8	11468,2	-583,484	137,5378
50	70	-0,51	-1,68	-0,01	-0,03	25999,1	13264,8	-764,681	-118,244
60	80	-1,33	-1,33	-0,02	-0,02	29330,9	14958,7	-680,289	-346,947
70	90	-1,68	-0,51	-0,03	-0,01	32585,7	16612,2	-290,475	-488,594
80	100	-1,49	0,69	-0,03	0,01	35887	18297,5	430,3906	-474,909
90	110	-0,64	2,19	-0,01	0,04	39427,1	20121,3	1510,542	-223,998
100	120	0,95	3,95	0,02	0,07	43555,7	22263,2	3007,305	370,0544
110	130	3,34	5,90	0,06	0,10	48974,5	25067,4	5063,271	1464,715
120	140	6,53	8,01	0,11	0,14	57289,3	29313,6	8060,113	3357,751

Tab. 3-13 Výsledky složek sil hydraulických válců v ose y a z

Zde jsou maximální hodnoty složek sil F_1, F_2 dosaženy při úhlu naklonění 120 stupňů.

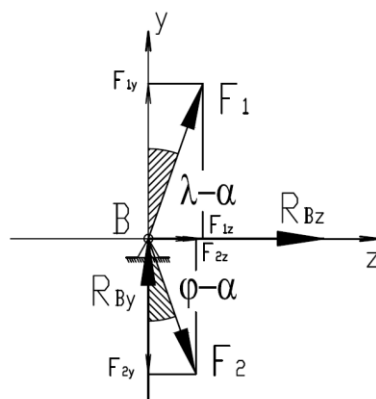
- **Délky nosníku**

$$a = 279 \text{ mm} = 0,279 \text{ m}$$

$$b = 399 \text{ mm} = 0,399 \text{ m}$$

$$c = 280 \text{ mm} = 0,28 \text{ m}$$

3.5.2 Výpočet podpor v místě ramene



Obr. 3-19 Schéma působení sil klopného mechanismu

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{1y} + R_{by} - F_{2y} = 0$$

$$R_{by} = F_{2y} - F_{1y}$$

$$R_{by} = 29313,6 - 57289,3$$

$$R_{by} = -27975,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{1z} + R_{bz} + F_{2z} = 0$$

$$R_{bz} = -F_{1z} - F_{2z}$$

$$R_{bz} = -8060,13 - 3357,75$$

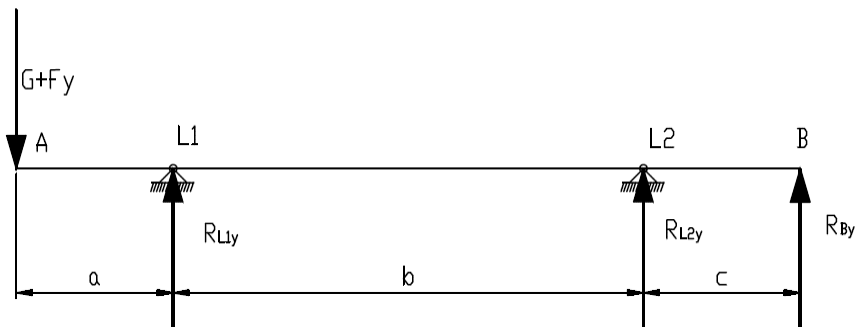
$$R_{bz} = -11417,88 \text{ N}$$

Naklopení	Podpory – bod B	
α [°]	Rbz [N]	Rby [N]
0	0,00	0,00
10	-940,13	-4166,92
20	-732,75	-6953,44
30	-156,34	-9133,04
40	445,95	-11012,56
50	882,93	-12734,37
60	1027,24	-14372,13
70	779,07	-15973,53
80	44,52	-17589,49
90	-1286,54	-19305,77
100	-3377,36	-21292,50
110	-6527,99	-23907,14
120	-11417,86	-27975,71

Tab. 3-14 Hodnoty podpor v místě B

3.5.3 Výpočet podpor ložisek

- V rovině XY



Obr. 3-20 Schéma zatížení nosníku v rovině xy

V průběhu naklápění dochází i k natáčení třmenu, což vede ke změně úhlu mezi ramenem, na kterém působí síla F , a osou y souřadného systému. Z tohoto důvodu je nutné rozložit sílu F na její jednotlivé složky, v tomto případě složku F_y .

$$F_y = F \cdot \sin \alpha$$

$$F_y = 99546,3 \cdot \sin 120$$

$$F_y = 86209,63 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-(G + F_y) + R_{L1y} + R_{L2y} + R_{by} = 0$$

$$R_{L1y} = (G + F_y) - R_{L2y} - R_{by}$$

$$R_{L1y} = (219307,5 + 86209,6) - (-166024,5) - (-27975,7)$$

$$R_{L1y} = 499517,3 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{L1} = 0$$

$$(G + F_y) \cdot a + R_{L2y} \cdot b + R_{by} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{L2y} = \frac{-(G + F_y) \cdot a - R_{by} \cdot (b + c)}{b}$$

$$R_{L2y} = \frac{-(219307,5 + 86209,6) \cdot 0,279 - (-27975,7) \cdot (0,399 + 0,28)}{0,399}$$

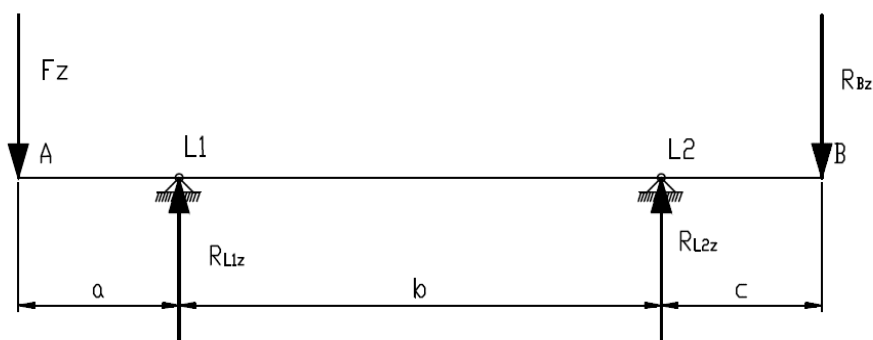
$$R_{L2y} = -166024,5 \text{ N}$$

Naklop	Síla		
α	F_y	$RL1y$	$RL2y$
0	0	372657,86	-153350,36
10	3466,05	375623,38	-148682,9
20	13446,15	390626,59	-150919,5
30	28736,54	415079,22	-157902,15
40	47492,99	445632,12	-167819,07
50	67453,18	478341,15	-178846,09
60	86209,63	509063,70	-189174,44
70	101500,02	533922,09	-197141,04
80	111480,12	549746,73	-201369,62
90	114946,17	554432,01	-200872,57
100	111480,12	547148,13	-195068,02
110	101500,02	528354,64	-183639,97
120	86209,63	499517,33	-166024,5

Tab. 3-15 Výsledky výpočtu podpor nosníku v rovině xy

Z tabulky 3-15 vyplývá, že maximálních hodnot v ložiskových podporách je dosaženo při naklopení pánve o úhel 90 stupňů.

- **V rovině XZ**



Obr. 3-21 Schéma zatížení nosníku v rovině xz

$$F_z = F \cdot \cos \alpha$$

$$F_z = 99546,3 \cdot \cos 120$$

$$F_z = -49773,15 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_z + R_{L1z} + R_{L2z} - R_{Bz} = 0$$

$$R_{L1z} = R_{Bz} + F_z - R_{L2z}$$

$$R_{L1z} = -11417,86 + (-49773,2) - 15373,4$$

$$R_{L1z} = -76564,46 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{L1} = 0$$

$$F_z \cdot a + R_{L2z} \cdot b - R_{bz} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{L2z} = \frac{R_{bz} \cdot (b + c) - F_z \cdot a}{b}$$

$$R_{L2z} = \frac{-11417,86 \cdot (0,399 + 0,28) - (-49773,2) \cdot 0,279}{0,399}$$

$$R_{L2z} = 15373,4 \text{ N}$$

Naklop	Síla		
α	Fz	RL1z	RL2z
0	0	0	0
10	19656,95	34061,78	-15344,96
20	36942,99	63289,51	-27079,26
30	49773,15	84686,65	-35069,83
40	56599,94	95864,40	-38818,51
50	56599,94	95557,74	-38074,87
60	49773,15	83856,07	-33055,67
70	36942,99	62228,59	-24506,53
80	19656,95	33370,80	-13669,32
90	0	902,84	-2189,38
100	-19656,95	-31031,96	7997,65
110	-36942,99	-58194,26	14723,28
120	-49773,15	-76564,40	15373,38

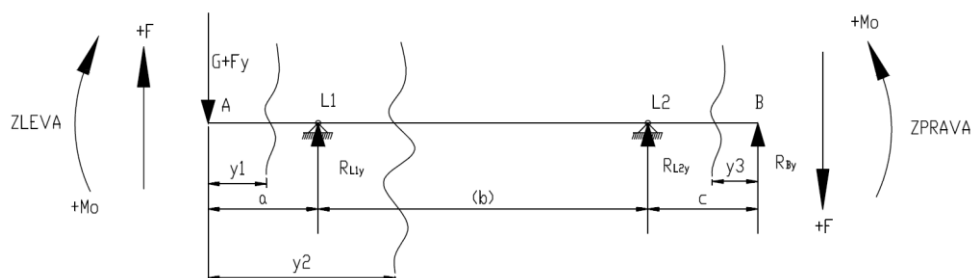
Tab. 3-16 Výsledky výpočtu podpor nosníku v rovině xz

Maximální vypočtené hodnoty jsou při úhlu naklopení 40 stupňů, minimální hodnoty jsou pak dosaženy, když pánev zaujímá horizontální polohu.

3.5.4 Výpočet ohybových momentů

Ohybový moment nosníku se určí součtem momentů od všech silových účinků na jedné straně řezu. Pro výpočet užití tzv. metodu řezu. Nosník je namáhán kombinovaným zatížením skládajícím se z krutu a ohybu.

- V rovině XY**



Obr. 3-22 Výpočtové schéma nosníku v rovině xy

→ **Zleva**

$$\underline{y_1 - M_{oy1}}$$

$$M_{oy1} = -(G + F_y) \cdot y_1$$

$$y_1 = 0 \rightarrow M_{oy1} = -(G + F_y) \cdot 0 = 0$$

$$y_1 = a \rightarrow M_{oy1} = -(G + F_y) \cdot a = -(219307,5 + 86209,6) \cdot 0,279$$

$$M_{oy1} = -85239,3 \text{ N.m}$$

$$\underline{y_2 - M_{oy2}}$$

$$M_{oy1} = -(G + F_y) \cdot y_1 + R_{L1y} \cdot (y_2 - a)$$

$$y_2 = a \rightarrow M_{oy2} = -(G + F_y) \cdot a + R_{L1y} \cdot (a - a) = -85239,3 \text{ N.m}$$

$$y_2 = a + b \rightarrow M_{oy2} = -(G + F_y) \cdot (a + b) + R_{L1y} \cdot (a + b - a)$$

$$M_{oy2} = -(219307,5 + 86209,6) \cdot (0,279 + 0,399) + 499517,3 \cdot 0,399$$

$$M_{oy2} = -7833,2 \text{ N.m}$$

→ **Zprava**

$$\underline{y_3 - M_{oy3}}$$

$$M_{oy3} = R_{By} \cdot y_1$$

$$y_3 = 0 \rightarrow M_{oy3} = R_{By} \cdot 0 = 0$$

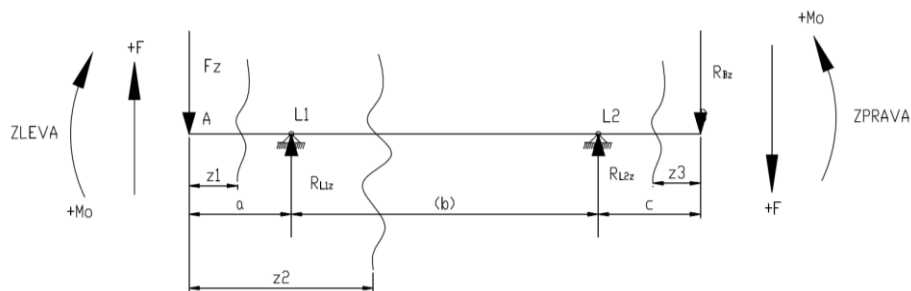
$$y_3 = c \rightarrow M_{oy3} = R_{By} \cdot c = -27975,7 \cdot 0,28 = -7833,2 \text{ N.m}$$

Moment			
Naklop	zleva		zprava
α	Moy1	Moy2	Moy3
0	-61186,8	0	0
10	-62153,8	-1166,74	-1166,74
20	-64938,3	-1946,96	-1946,96
30	-69204,3	-2557,25	-2557,25
40	-74437,3	-3083,52	-3083,52
50	-80006,2	-3565,62	-3565,62
60	-85239,3	-4024,2	-4024,2
70	-89505,3	-4472,59	-4472,59
80	-92289,7	-4925,06	-4925,06
90	-93256,8	-5405,62	-5405,62
100	-92289,7	-5961,9	-5961,9
110	-89505,3	-6694	-6694
120	-85239,3	-7833,2	-7833,2

Tab. 3-17 Průběh ohybových momentů v rovině xy

Maximální ohybový moment je v místě L1 o velikosti $M_{oy1} = -93256,8 \text{ [N.m]}$ při naklonění pánve pod úhlem 90 stupňů.

- **V rovině XZ**



Obr. 3-23 Výpočtové schéma nosníku v rovině xz

→ **Zleva**

$$z_1 - M_{oz1}$$

$$M_{oz1} = -F_z \cdot z_1$$

$$z_1 = 0 \rightarrow M_{oz1} = -F_z \cdot 0 = 0$$

$$z_1 = a \rightarrow M_{oz1} = -F_z \cdot a = -(-49773,2) \cdot 0,279 = 13886,7 \text{ N.m}$$

$$z_2 - M_{oz2}$$

$$M_{oz2} = -F_z \cdot z_2 + R_{L1z} \cdot (z_2 - a)$$

$$z_2 = a \rightarrow M_{oz2} = -F_z \cdot a + R_{L1z} \cdot (a - a) = 13886,7 \text{ N.m}$$

$$z_2 = a + b \rightarrow M_{oz2} = -F_z \cdot (a + b) + R_{L1z} \cdot (a + b - a)$$

$$M_{oz2} = -(-49773,2) \cdot (0,279 + 0,399) + (-76564,4) \cdot 0,399$$

$$M_{oz2} = 3197 \text{ N.m}$$

→ **Zprava**

$$z_3 - M_{oz3}$$

$$M_{oz3} = -R_{Bz} \cdot z_3$$

$$z_3 = 0 \rightarrow M_{oz3} = -R_{Bz} \cdot 0 = 0$$

$$z_3 = c \rightarrow M_{oz3} = -R_{Bz} \cdot c = -(-11417,86 \cdot 0,28) = 3197 \text{ N.m}$$

Ohybový moment			
Naklop	zleva		zprava
α	Moz1	Moz2	Moz3
0	0	0	0
10	-5484,29	263,24	263,24
20	-10307,1	205,17	205,17
30	-13886,7	43,78	43,78
40	-15791,4	-124,86	-124,86
50	-15791,4	-247,22	-247,22
60	-13886,7	-287,63	-287,63
70	-10307,1	-218,14	-218,14
80	-5484,29	-12,47	-12,47
90	0	360,23	360,23
100	5484,29	945,66	945,66
110	10307,09	1827,84	1827,84
120	13886,71	3197	3197

Tab. 3-18 Průběh ohybových momentů v rovině xz

- **Celkový ohybový moment**

Pro výpočet celkového ohybového momentu dosazují maximální vypočtenou hodnotu ohybového momentu viz. tab. 3-17, tedy pro úhel naklopení 90 stupňů.

$$M_o = \sqrt{M_{0y}^2 + M_{0z}^2} \quad (23)$$

Ohybový moment M_{o1}

$$M_{o1} = \sqrt{M_{0y1}^2 + M_{0z1}^2}$$

$$M_{o1} = \sqrt{(-93256,8)^2 + (0)^2} = 93256,8 \text{ N.m}$$

Ohybový moment M_{o2}

$$M_{o2} = \sqrt{M_{0y2}^2 + M_{0z2}^2}$$

$$M_{o2} = \sqrt{(-5405,62)^2 + (360,23)^2} = 5417,6 \text{ N.m}$$

Ohybový moment M_{o3}

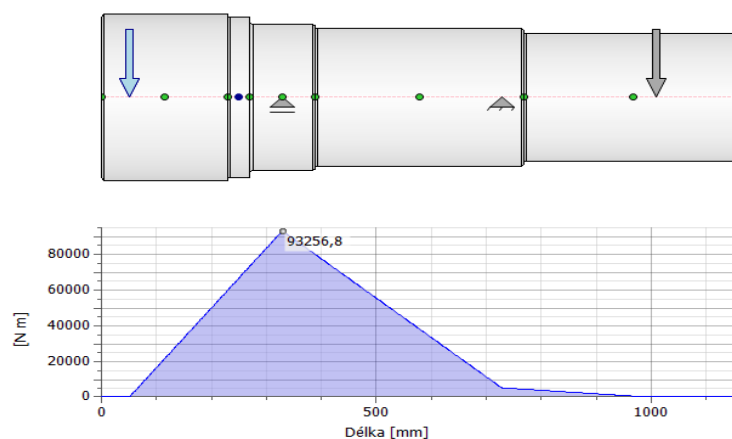
$$M_{o3} = \sqrt{M_{0y3}^2 + M_{0z3}^2}$$

$$M_{o3} = \sqrt{(-5405,62)^2 + (360,23)^2} = 5417,6 \text{ N.m}$$

Naklop	Ohybové momenty		
α	Mo1	Mo2	Mo3
0	61186,79	0	0
10	62395,31	1196,06	1196,06
20	65751,16	1957,74	1957,74
30	70583,81	2557,62	2557,62
40	76093,92	3086,04	3086,04
50	81549,77	3574,18	3574,18
60	86363,04	4034,46	4034,46
70	90096,81	4477,90	4477,90
80	92452,55	4925,07	4925,07
90	93256,77	5417,60	5417,60
100	92452,55	6036,43	6036,43
110	90096,81	6939,06	6939,06
120	86363,04	8460,48	8460,48

Tab. 3-19 Průběh celkového ohybového momentu

Pro kontrolu jsem provedl výpočet hřídele v programu Autodesk Inventor 2014. Maximální ohybový moment se nachází v místě L1 o velikosti $M_{omax} = 93256,8 \text{ [N.m]}$ a shoduje se tak s údaji v tab. 3-19.



Obr. 3-24 Grafické řešení maximálního ohybového momentu

3.5.5 Výpočet průměru hřídele

Hřídel je namáhána kombinovaným zatížením skládající se z ohybu a krutu. Je nutné spočítat redukovaný ohybový moment. Pro předběžný návrh použijí nejnepříznivější hypotézu podle Guesta - τ_{max} získanou ze zdroje[13].

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oc}^2 + M_k^2} \quad (24)$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{0y}^2 + M_{0z}^2 + M_k^2}$$

$$M_{ored} = \sqrt{93256,8^2 + 55174,2^2}$$

$$M_{ored} = 108356 \text{ N.m}$$

M_{ored} ...redukovaný ohybový moment dle Guesta [N.m]

M_o ...maximální ohybový moment [N.m]

M_k ...maximální klopný moment [N.m]

Naklop	Momenty redukované		
α	Mred1	Mred2	Mred3
0	61186,8	0,0	0,0
10	63126,6	9655,3	9655,3
20	68405,5	18972,0	18972,0
30	75783,4	27705,4	27705,4
40	83952,8	35599,3	35599,3
50	91851,9	42416,7	42416,7
60	98700,1	47952,2	47952,2
70	103949,6	52039,8	52039,8
80	107237,4	54558,7	54558,7
90	108356,0	55439,5	55439,5
100	107237,4	54670,2	54670,2
110	103949,6	52309,0	52309,0
120	98700,1	48525,5	48525,5

Tab. 3-20 Výsledný průběh redukovaného momentu

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \quad (25)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 108356 \cdot 10^3}{\pi \cdot 70}}$$

$$d \geq 250,7 \text{ mm} \doteq 251 \text{ mm}$$

σ_{Do} ... *dovolené napětí v ohybu [MPa]* ($\sigma_{Do} = 60$ až 80 MPa)

Naklop	Min. průměr		
α	$d_{\text{MIN-Mo1}}$	$d_{\text{MIN-Mo2}}$	$d_{\text{MIN-Mo3}}$
0	207,3	0,0	0,0
10	209,4	112,0	112,0
20	215,1	140,3	140,3
30	222,6	159,2	159,2
40	230,3	173,0	173,0
50	237,3	183,4	183,4
60	243,1	191,1	191,1
70	247,3	196,4	196,4
80	249,9	199,5	199,5
90	250,8	200,6	200,6
100	249,9	199,6	199,6
110	247,3	196,7	196,7
120	243,1	191,8	191,8

Tab. 3-21 Minimální průměr hřídele na úhlu naklopení

Dle výpočtu vyšel minimální průměr hřídele $d_{\text{MIN}} = 251 \text{ mm}$ v místě ložiska $L1$.

3.5.6 Kontrola hřídele

Průměr hřídele pod maximální hodnotou ohybového momentu je $d = 320 \text{ [mm]}$
Hřídel je vyroben z konstrukčního materiálu 11 500. Mechanické vlastnosti materiálu jsou následující: $\sigma_{Do} = 90 \text{ MPa}$

$$\tau_{Dk} = 50 \text{ MPa}$$

- Průřezové charakteristiky**

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (26)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 320^3}{32} = 3216990,9 \text{ mm}^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (27)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 320^3}{16} = 6433981,8 \text{ mm}^3$$

- **Kontrola statické bezpečnosti**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (28)$$

$$\sigma_o = \frac{108356 \cdot 10^3}{3216990,9} = 33,68 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (29)$$

$$\tau_k = \frac{55174,2 \cdot 10^3}{6433981,8} = 8,57 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad (30)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{33,86^2 + 4 \cdot 8,57^2} = 37,95 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (31)$$

$$k = \frac{245}{37,95} = 6,45 > 4$$

Vzhledem k tomu, že zařízení je určeno pro hutní průmysl, kde dochází k manipulaci s objemnými a velmi těžkými prvky výroby, volím vyšší koeficient bezpečnosti ($k_s = 4$) hřídele. Hřídel vyhovuje zvolené bezpečnosti.

3.6 Návrh ložisek

Stojan umožňuje maximální naklopení pánve o úhel $\alpha = 120[^\circ]$, hřídel tedy koná počet otáček $n < 10 [\text{ot}/\text{min}]$. Ložiska jsou tedy volena na základě výpočtu statické únosnosti dle zdroje [16]. V naklápěcím mechanismu za normálních podmínek nevzniká axiální síla, nicméně při ustavování pánve ve stojanu může dojít k nárazu čepu pánve do třmenu. To v daný okamžik vyvolá nárazovou axiální sílu.

- **V místě L1**

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (32)$$

$$C_0 = s_0 \cdot P_0$$

s_0 ... statický faktor bezpečnosti[–]

C_0 ... statická únosnost ložiska[N]

P_0 ... radiální statické ekvivalentní zatížení[N]

Statický faktor bezpečnosti pro výpočet ložisek volím $s_0 = 3$ na základě tabulky SKF uvedené v příloze práce. Dále pak hodnota P_0 představuje maximální sílu v podpoře $L1$ při cyklu naklápění (tab. 3-15).

$$C_0 = 3 \cdot 554432,01$$

$$C_0 = 1663296 \text{ N} = 1663,3 \text{ kN} < 4050 \text{ kN}$$

Pro průměr hřídele $d_{L1} = 320 \text{ mm}$ volím ložisko s označením NNCL 4964 CV od firmy SKF. Jedná se o válečkové ložisko, dvouřadé, s plným počtem valivých těles kvůli relativně malým rozměrům v poměru s vysokou statickou únosností. Základní hodnota statického zatížení zvoleného ložiska je $C_0 = 4050 \text{ [kN]}$ a splňuje tak podmínku. Omezením ložiska je pouze referenční rychlost, která činí 600 [ot/min] . Ložisko je schopné do jisté míry přenést i axiální sílu.

- **V místě L2**

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

$$C_0 = s_0 \cdot P_0$$

s_0 ...statický faktor bezpečnosti[–]

C_0 ...statická únosnost ložiska[N]

P_0 ...radiální statické ekvivalentní zatížení[N]

Statický faktor bezpečnosti zvolen $s_0 = 3$, síla v daném místě ($L2$) má velikost $P_0 = 201369,62 \text{ [N]}$

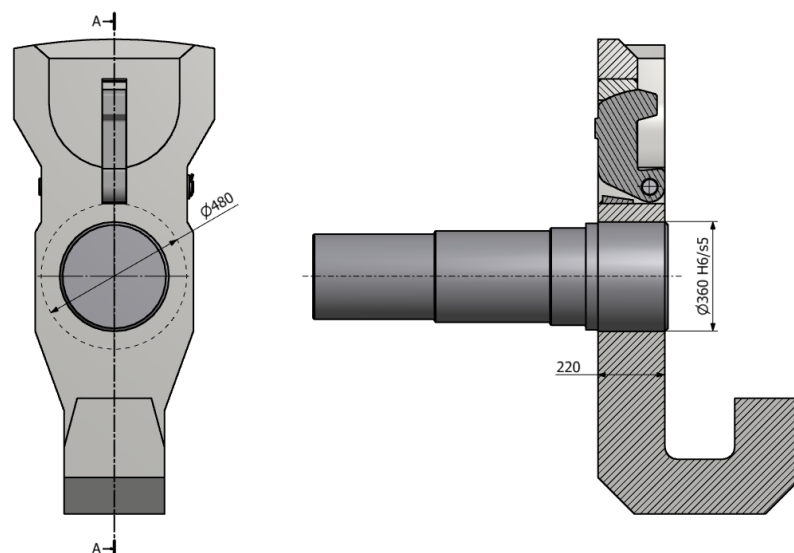
$$C_0 = 3 \cdot 201369,62$$

$$C_0 = 604108,86 \text{ N} = 604,1 \text{ kN} < 2120 \text{ kN}$$

Na průměr $d_{L2} = 300 \text{ [mm]}$ volím válečkové ložisko, dvouřadé NNU 4860/W33 od firmy SKF. Statická únosnost ložiska je $C_0 = 2120 \text{ [kN]}$, vyhovuje vypočtené hodnotě C_0 .

3.7 Nalisovaný spoj

Pro spojení hřídele s třmenem jsem zvolil nalisovaný spoj za tepla. Nalisovaný spoj je druh pevného, obtížně rozebíratelného spojení dvou válcovitých součástí, které vyvolávají ve spojovaných součástech napětí, jehož vlivem jsou na sebe vzájemně přitlačovány. Používá se především ke spojování velkých a těžkých součástí kde je vyžadováno přesné souosé spojení. Mezi výhody nalisovaného spoje patří jednoduchost, spolehlivost a nízké finanční náklady. Dále je vhodný pro přenos velkých krouticích momentů.



Obr. 3-25 Rozměrové schéma nalisovaného spoje

3.7.1 Výpočet nalisovaného spoje

Pro lisovaný spoj za tepla volím typické uložení v soustavě jednotné díry H6/s5. Třmen je vyroben z materiálu 11 500 stejně jako hřídel. U výpočtu vycházím ze zdrojů [13], [14] a [15].

$$C = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (33)$$

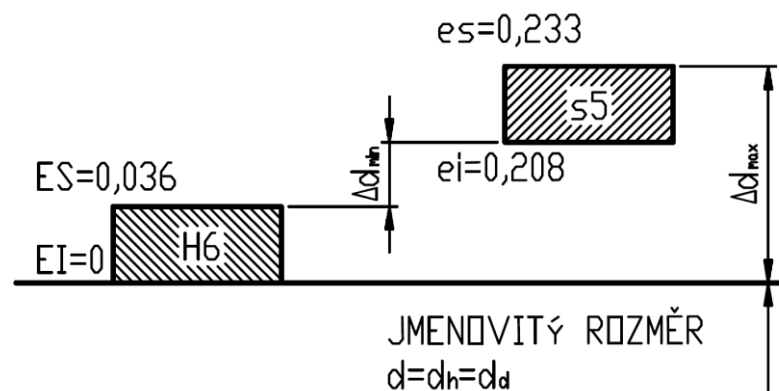
$$C = \frac{480^2 + 360^2}{480^2 - 360^2}$$

$$C = 3,57$$

C ... rozměrová charakteristika spoje [–]

d_1 ... průměr díry/hřídele [mm]

d_2 ... průměr náboje [mm]



Obr. 3-26 Schéma uložení hřídele ve třmenu

$$\Delta d_{MIN} = ei - ES \quad (34)$$

$$\Delta d_{MIN} = 0,208 - 0,036$$

$$\Delta d_{MIN} = 0,172 \text{ mm}$$

Δd_{MIN} ... minimální přesah [mm]

ei ... dolní úchylka hřídele [mm]

ES ... horní úchylka díry [mm]

$$\Delta d_{MAX} = es - EI \quad (35)$$

$$\Delta d_{MAX} = 0,233 - 0$$

$$\Delta d_{MAX} = 0,233 \text{ mm}$$

Δd_{MAX} ... maximální přesah [mm]

es ... horní úchylka hřídele [mm]

EI ... dolní úchylka díry [mm]

Do výpočtu je zahrnut skutečný přesah d_{SK} , který má za úkol zohlednit ztrátu přesahu Δd_z vzniklou vlivem změny mikronerovností na povrchu lisovaných součástí. Drsnost povrchu díry jsem zvolil $R_{ad} = 0,0032 \text{ [mm]}$ a hřídele $R_{ah} = 0,0016 \text{ [mm]}$.

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (R_{ah} + R_{ad}) \quad (36)$$

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (0,0032 + 0,0016)$$

$$\Delta d_z = 0,00576 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{SKMIN} = \Delta d_{MIN} + \Delta d_z \quad (37)$$

$$\Delta d_{SKMIN} = 0,172 + 0,00576$$

$$\Delta d_{SKMIN} = 0,17776 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{SKMAX} = \Delta d_{MAX} + \Delta d_z \quad (38)$$

$$\Delta d_{SKMAX} = 0,233 + 0,00576$$

$$\Delta d_{SKMAX} = 0,23876 \text{ mm}$$

Δd_{SKMIN} ... skutečný minimální přesah [mm]

Δd_{SKMAX} ... skutečný maximální přesah [mm]

Δd_z ... ztráta přesahu [mm]

Na základě nestejnorodosti přesahu na celé délce, kolísá hodnota měrného tlaku p_{SK} . Pro následující výpočet pro zvolený materiál odpovídá Youngův modul pružnosti v tahu $E_1 = E_2 = E = 210000 \text{ [MPa]}$ a Poissonův součinitel kontrakce $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3 [-]$.

$$p_{SKMIN} = \frac{\Delta d_{SKMIN} \cdot E}{d \cdot (C + 1)} \quad (39)$$

$$p_{SKMIN} = \frac{0,17776 \cdot 210000}{360 \cdot (3,57 + 1)}$$

$$p_{SKMIN} = 22,68 \text{ MPa}$$

$$p_{SKMAX} = \frac{\Delta d_{SKMAX} \cdot E}{d \cdot (C + 1)} \quad (40)$$

$$p_{SKMAX} = \frac{0,23876 \cdot 210000}{360 \cdot (3,57 + 1)}$$

$$p_{SKMAX} = 30,46 \text{ MPa}$$

p_{SKMIN} ... minimální tlak ve stykové ploše [MPa]

p_{SKMAX} ... maximální tlak ve stykové ploše [MPa]

C ... rozměrová charakteristika spoje [-]

3.7.2 Únosnost lisovaného spoje

$$M_K = \frac{1}{2 \cdot k} \cdot p_{SKMIN} \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot \pi \quad (41)$$

k ... bezpečnost proti prokluzu ($k \geq 2,0$) [-]

l ... délka spoje [mm]

f ... součinitel tření pro lisování za tepla ($f = 0,15$ až $0,25$) [-]

d ... průměr lisovaného hřídele [mm]

Vzhledem k důrazu na bezpečnost volím bezpečnostní koeficient $k = 3$ a součinitel tření pro obě součásti z oceli lisované za tepla $f = 0,2$.

$$M_K = \frac{1}{2 \cdot 3} \cdot 22,68 \cdot 10^6 \cdot 0,360^2 \cdot 0,220 \cdot 0,2 \cdot \pi$$

$$M_K = 67725,96 \text{ N.m} \geq M_{klop-ks}$$

$$67725,96 \geq 55174,16 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Spoj přenesl krouticí moment o velikosti $M_K = 67725,96 \text{ [N.m]}$ a splňuje tak požadovanou únosnost.

3.7.3 Pevnostní kontrola náboje

Při výpočtu vycházím z hypotézy dle Guesta. Nalisovaný náboj je zatížen dvouosou napjatostí vyjádřenou napětím σ_1 a σ_2 . Materiálu náboje 11 500 odpovídá hodnota $R_e = 280 \text{ [MPa]}$ a $k_s = 2$.

$$\sigma_1 = C \cdot p_{SKMAX} \quad (42)$$

$$\sigma_1 = 3,57 \cdot 30,46 = 108,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = p_{SKMAX} \quad (43)$$

$$\sigma_2 = 30,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_1 + \sigma_2 \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (44)$$

$$\sigma_{red} = 108,8 + 30,46 \leq \frac{280}{2}$$

$$\sigma_{red} = 139,27 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

R_e ... mez kluzu v tahu [MPa]

k_s ... koeficient statické bezpečnosti ($k_s \geq 1,5$) [–]

Výsledné redukované napětí má hodnotu $\sigma_{red} = 139,27 \text{ [MPa]}$. Náboj vyhovuje z hlediska pevnosti.

3.7.4 Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel je vyrobena z materiálu 11 500. Pevnostní podmínka izotropně namáhaného hřídele[13]:

$$p_{SKMAX} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k_s} \quad (45)$$

$$30,46 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

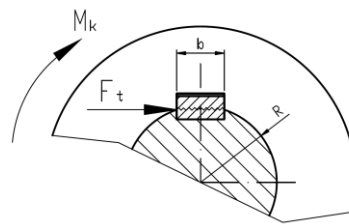
3.8 Návrh a kontrola pera

Pero je umístěno na průměru $d = 280 \text{ [mm]}$ a složí k přenosu klopného momentu mezi hřídelí a ramenem. Vzhledem k velikosti průměru nelze použít normalizované pero, a proto jsem musel navrhnout pero o vlastních rozměrech. Při volbě velikosti jednotlivých délek pera jsem vycházel z poměrného zvětšení rozměrů per normalizovaných. Materiál pera jsem zvolil 11 600.

Kontrola pera		
Označení	Hodnota	Jednotka
$M_{klop-ks}$	55174,16	N.m
d	280	mm
t	26,7	mm
t_1	13,3	mm
b	64	mm
l	300	mm
p_{D2}	130	MPa

Tab. 3-22 Vstupní parametry výpočtu pera

3.8.1 Kontrola na smyk



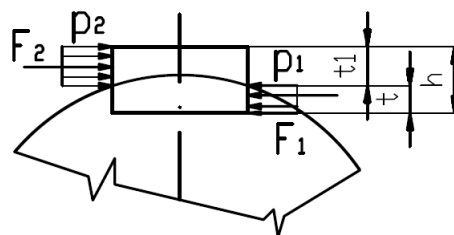
Obr. 3-27 Schéma stříhu pera

$$\tau = \frac{F_t}{S} \leq \tau_{dov} \quad (46)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_{dov}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 55174,16 \cdot 10^3}{280 \cdot 64 \cdot 300} = 20,52 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.8.2 Kontrola na otláčení



Obr. 3-28 Zatížení pera při otláčení

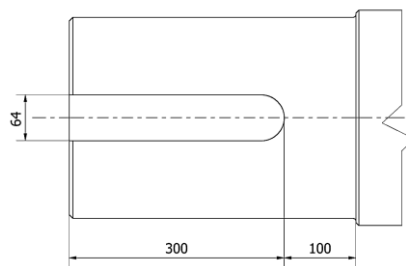
$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} \quad (47)$$

$$F_1 = \frac{55174,16 \cdot 10^3}{\frac{280}{2} - \frac{26,7}{2}} = 435642,8 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t_1}{2}} \quad (48)$$

$$F_2 = \frac{55174,16 \cdot 10^3}{\frac{280}{2} + \frac{13,3}{2}} = 376230,2 \text{ N}$$

Dovolený tlak p_{Dov} je pro ocelový náboj v rozmezí 100 až 150 [MPa], volím $p_{Dov} = 130 \text{ [MPa]}$. V náboji je otačována pouze přímková délka pera. Použil jsem nestandartní tvar pera, který vyplývá z Obr. 3-29. Od toho se také odvíjí i délka pera použitá u výpočtu tlaku p_2 .



Obr. 3-29 Tvar použitého pera

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} \quad (49)$$

$$p_1 = \frac{435642,8}{300 \cdot 26,7} = 54,38 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{F_2}{\left(l - \frac{b}{2}\right) \cdot t_1} \quad (50)$$

$$p_2 = \frac{376230,2}{\left(300 - \frac{64}{2}\right) \cdot 13,3} = 105,5 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak na stěnu pera vyšel $p_1 = 54,38 \text{ [MPa]}$, v náboji pak $p_2 = 105,5 \text{ [MPa]}$. Oba vypočtené tlaky jsou menší než dovolený tlak p_{Dov} , a proto pero vyhovuje danému zatížení.

3.9 Pevnostní výpočet čepů hydraulických válců

Kontrolu čepů, v místě uchycení hydraulického válce k rámu stojanu a v místě ustavení oka pístnice k rameni, provádím dle zdroje [13]. Průměry čepu jsou dány výrobcem hydraulického systému, úkolem výpočtu je navrhnout správný materiál čepu. Zajištění polohy čepu proti axiálnímu posunutí jsem zvolil, jak v rámu tak i rameni, pojistný kroužek aby byla zachována schopnost otáčení čepu při klopení pánve.

3.9.1 Návrh čepu v rámu

- **Kontrola na ohyb**

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l \quad (51)$$

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot 57853,5 \cdot 0,130$$

$$M_o = 940,12 \text{ N.m}$$

d ... průměr kontrolovaného čepu [mm]

σ_{Do} ... dovolené napětí v ohybu [MPa]

$$M_o \leq \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot \sigma_{Do} \quad (52)$$

$$M_o \leq \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

$$\frac{M_o \cdot k_s}{\frac{1}{10} \cdot d^3} \leq R_e$$

$$\frac{940,12 \cdot 10^3 \cdot 2}{\frac{1}{10} \cdot 36^3} \leq R_e$$

$$R_e \geq 403 \text{ MPa} \rightarrow \text{volím mat. s } R_e = 590 \text{ MPa}$$

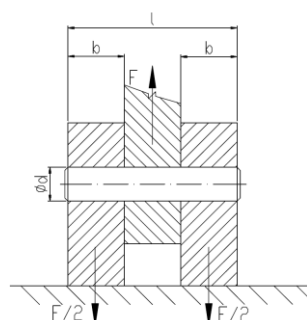
$$590 \text{ MPa} \geq 403 \text{ MPa}$$

$$k_s \dots \text{statický koeficient bezpečnosti [-]}$$

Volím materiál 14 220.4 s mezí kluzu $R_e = 590$ [MPa]. Zvolená ocel je dobře obrobitelná a používá se pro menší hřídele nebo pístní čepy.

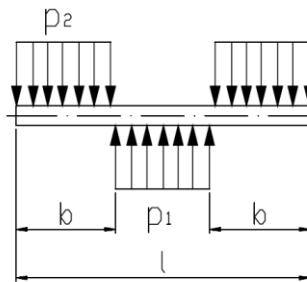
- **Kontrola na otláčení**

Kontroluji pouze vidlici (tlak p_2), která je součástí rámu, protože oko hydraulického válce je navrženo tak, aby vyhovělo zatížení svoji maximální vyvozenou silou $F = 64,1$ [kN]. Rám je vyroben z materiálu 11 423, pro kterou hodnota dovoleného tlaku $p_D = 80$ [MPa].



Obr. 3-30 Schématické znázornění uložení čepu v rámu

Na Obr. 3-30 je schematicky znázorněno uložení čepu hydraulického válce ve vidlici rámu. Na základě toho bylo odvozeno zatížení čepu pro kontrolní výpočet na otláčení.



Obr. 3-31 Schéma zatížení čepu

$$p_2 = \frac{F}{2b \cdot d} \leq p_D \quad (53)$$

$$p_2 = \frac{57853,5}{2 \cdot 40 \cdot 36} \leq p_D$$

$$p_2 = 20,08 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

Tlak ve vidlici rámu vyšel $p_2 = 20,08 \text{ [MPa]}$ a vyhovuje tak z hlediska otláčení danému zatížení.

- **Kontrola na střih**

Dovolené napětí ve smyku pro mat. 14 220.4 je $\tau_D = 170 \text{ [MPa]}$. Hodnota vyplývá ze vztahu (55).

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} \leq \tau_D \quad (54)$$

$$\tau = \frac{57853,5}{\frac{\pi \cdot 36^2}{2}} \leq \tau_D$$

$$\tau = 28,41 \text{ MPa} \leq 170 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot Re}{k_s} \quad (55)$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot 590}{2}$$

$$\tau_D = 170 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí ve střihu vyšlo $\tau = 28,41 \text{ [MPa]}$. Čep umístěný v dolní části rámu vyhovuje kontrole na střih.

3.9.2 Návrh čepu v rameni

Rameno je vyrobeno z materiálu 11 500, hodnota dovoleného napětí v ohybu je $\sigma_{Do} = 100 \text{ [MPa]}$ a dovolený tlak je $p_D = 100 \text{ [MPa]}$ dle zdroje [13]. Oko na konci pístnice je vyrobeno z mat. 12 060 s parametry $R_e = 345 \text{ [MPa]}$ a $p_D = 170 \text{ [MPa]}$.

- **Kontrola na ohyb**

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l$$

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot 57853,5 \cdot 0,210$$

$$M_o = 1518,65 \text{ N.m}$$

d ... průměr kontrolovaného čepu [mm]

σ_{Do} ... dovolené napětí v ohybu [MPa]

$$M_o \leq \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot \sigma_{Do}$$

$$M_o \leq \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

$$\frac{M_o \cdot k_s}{\frac{1}{10} \cdot d^3} \leq R_e$$

k_s ... statický koeficient bezpečnosti [–]

$$\frac{1518,65 \cdot 10^3 \cdot 2}{\frac{1}{10} \cdot 50^3} \leq R_e$$

$$R_e \geq 243 \text{ MPa} \rightarrow \text{volím mat. s } R_e = 295 \text{ MPa}$$

$$295 \text{ MPa} \geq 243 \text{ MPa}$$

Volím materiál čepu 11 600 s mezí kluzu $R_e = 295 \text{ [MPa]}$. Jedná se o materiál používaný k výrobě čepů a klínů.

- **Kontrola na otlačení**

$$p_1 = \frac{F}{(l - 2b) \cdot d} \leq p_D \quad (56)$$

$$p_1 = \frac{57853,5}{(210 - 2 \cdot 62) \cdot 50} \leq p_D$$

$$p_1 = 13,45 \text{ MPa} \leq 170 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

F ... síla vyvolaná hydraulickým válcem [N]

b ... tloušťka vidlice čepového spoje [mm]

d ... průměr kontrolovaného čepu [mm]

p_D ... dovolený tlak [MPa]

$$p_2 = \frac{F}{2b \cdot d} \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{57853,5}{2 \cdot 62 \cdot 50} \leq p_D$$

$$p_2 = 9,33 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržený spoj vyhovuje kontrole na otlačení, kde hodnota tlaku v místě oka vyšla $p_1 = 13,45 \text{ [MPa]}$ a v místě vidlice ramene $p_2 = 9,33 \text{ [MPa]}$.

- **Kontrola na stříh**

Dovolené napětí ve stříhu dle zdroje [14] odpovídá hodnotě $\tau_D = 100 \text{ [MPa]}$.

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} \leq \tau_D$$

$$\tau = \frac{57853,5}{\frac{\pi \cdot 50^2}{2}} \leq \tau_D$$

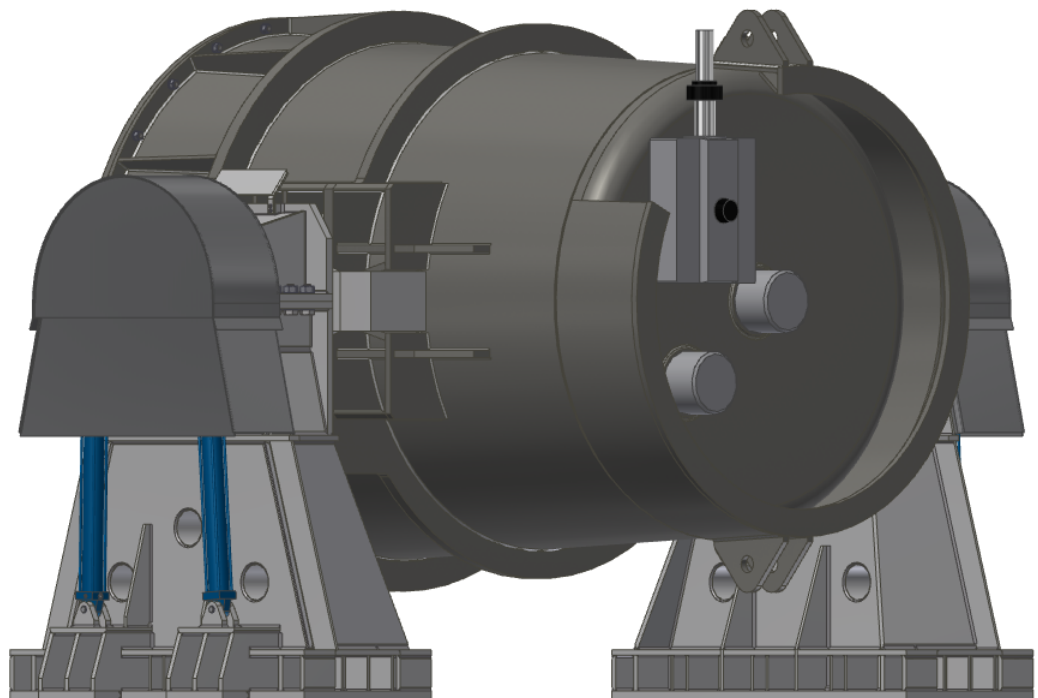
$$\tau = 14,73 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výsledné napětí ve stříhu vyšlo dle výpočtu $\tau = 14,73 \text{ [MPa]}$ a navržený čep tak vyhovuje kontrole na stříh.

4. POPIS NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ

4.1 Způsob použití

Licí pánev je po odlití ze stojanu kontilití přenesena jeřábem do prostoru vylití zbytků tekutého kovu a strusky (do sběrné nádoby – restovací kokily). Po ukončení procesu následuje vložení do sklápěče. Ve sklápěči se provádí provozní práce, jako čištění výlevkového otvoru šoupátkového uzávěru a přívodu argonu (dmyšná tvárnice) pomocí kopí (nástroj ve tvaru trubky přivádějící inertní plyn – argon, popřípadě vzduch). Dále se provádí prohlídka výpustného a dmýchacího systému (těsnost zařízení a přívodu). Vzhledem ke stavu těchto systémů se ve stojanu provádí i jejich výměna, také může docházet k drobným opravám v oblasti dna pánve. Pokud je sklápěč vybaven nádobou na pevné zbytky v úrovni podlahy, je provedeno naklopení pánve o úhel 120° oproti svislé ose, dojde k „vyhrábnutí“ zbytků a následnému vrácení pánve do svislé polohy. V této poloze je odebrána jeřábem a vrácena do pracovního cyklu.

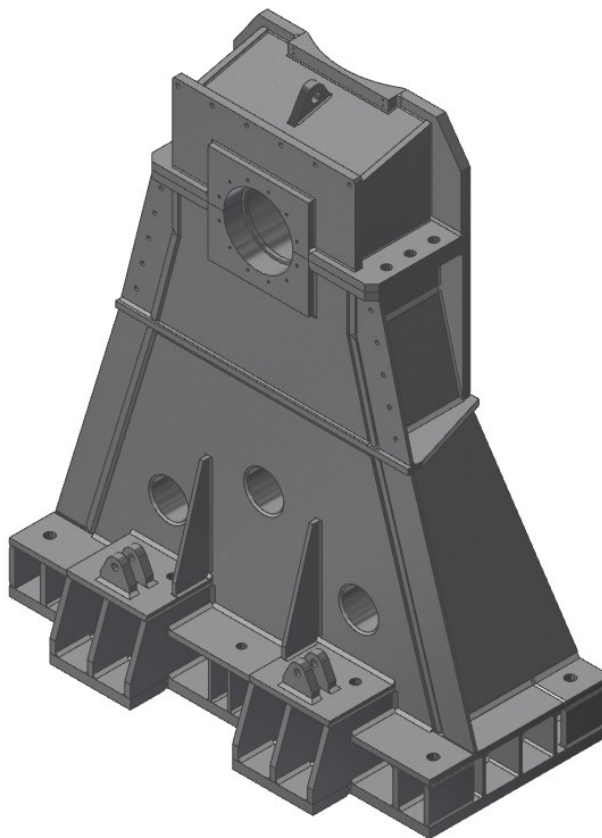


Obr. 4-1 Servisní poloha pánve umístěné v navrženém stojanu

Pro servisní činnost stačí, po uložení pánve pomocí jeřábu do sklápěče, sklopení o 90 stupňů. Simultánně s údržbou může probíhat ohřev vyzdívky licí pánve pomocí hořáku s vodorovným posuvem směrem k hrdlu licí pánve, pokud je ovšem ohřev součástí zařízení.

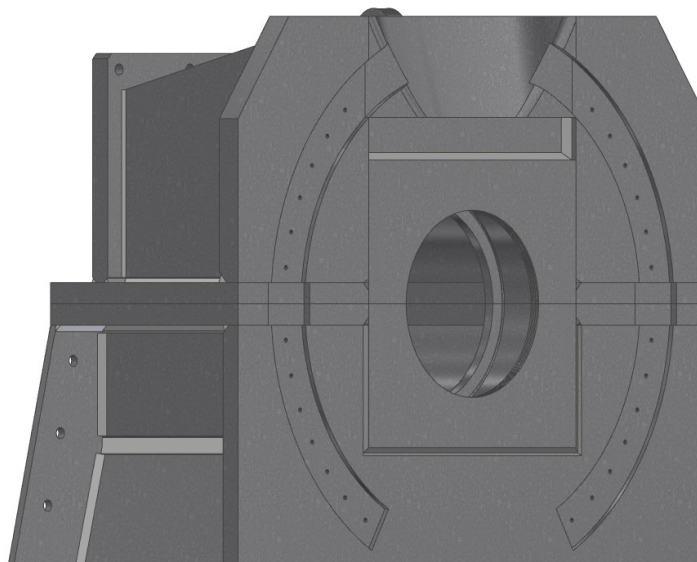
4.2 Rám

Stojan sklápěče je tvořen ze dvou segmentů a to spodního, nosného rámu a horního krytu. Oba segmenty jsou vyrobeny ze svařených ocelových plechů různé tloušťky. V dolní části stojanu jsou dvě konzole, na kterých jsou navařena oka pro umístění hydraulických válců. Ve spodní části se dále nachází žebra a otvory v nichž jsou navařeny tělesa tvaru trubky. Tyto konstrukční prvky slouží pro zvýšení tuhosti nosné části stojanu. Boční stěny rámu jsou umístěny pod úhlem 17 stupňů, dojde tak ke zvětšení půdorysné plochy a zvýšení stability konstrukce. V horní části nosného rámu jsou navařena žebra s otvory pro upevnění krytovacích prvků.



Obr. 4-2 Zadní pohled na rám stojanu

Horní kryt stojanu je opatřen závěsným okem pro manipulaci pomocí háku, popřípadě kulatiny zavěšenou na soustavě háků jeřábu. Spojení obou částí rámu zajišťuje šest šroubů M45. Součástí obou segmentů jsou také uložení pro ložiska. Konstrukce uložení je uzavřená, aby nedocházelo ke kontaktu s nečistotami. V otvorech pro výstup hřídele jsou obrobena drážky, do kterých se umístí tuk a dojde tak k zabránění vniku cizích částic do prostoru s ložisky.

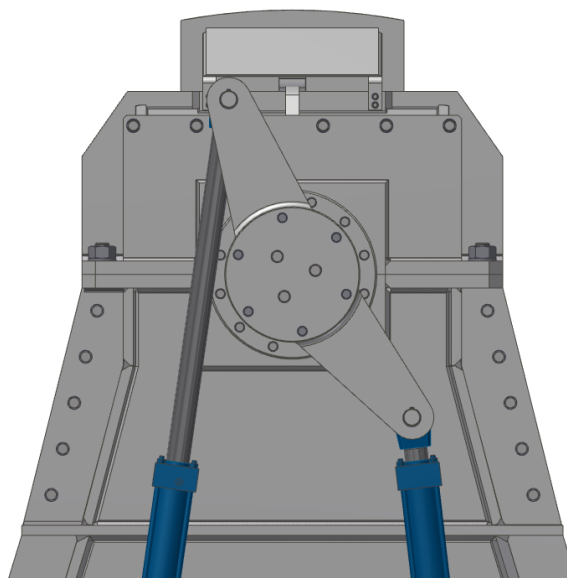


Obr. 4-3 Pohled na přední část rámu stojanu

Z přední strany rámu stojanu jsou zřejmé vyfrézované drážky určené pro bronzové segmenty uzamykacího systému pánve. Horní kryt disponuje také kuželovitou plochou pro vedení zámku na plochu segmentu. Plochy pro bronzové lišty jsou umístěny jak na levé, tak i na pravé straně od osy uložení z důvodu možnosti reverzace naklápění pánve ve stojanu.

4.3 Pohon stojanu

K vyvození dostatečně velkého klopného momentu a naklopení pánve je zde dosaženo čtyřmi hydraulickými válci Bosch Rexroth s označením CDT3MP3/100/70 spojené s ramenem za pomoci čepů. Rameno má asymetrický tvar, díky kterému je možno naklopení pánve pod úhlem 120 stupňů.

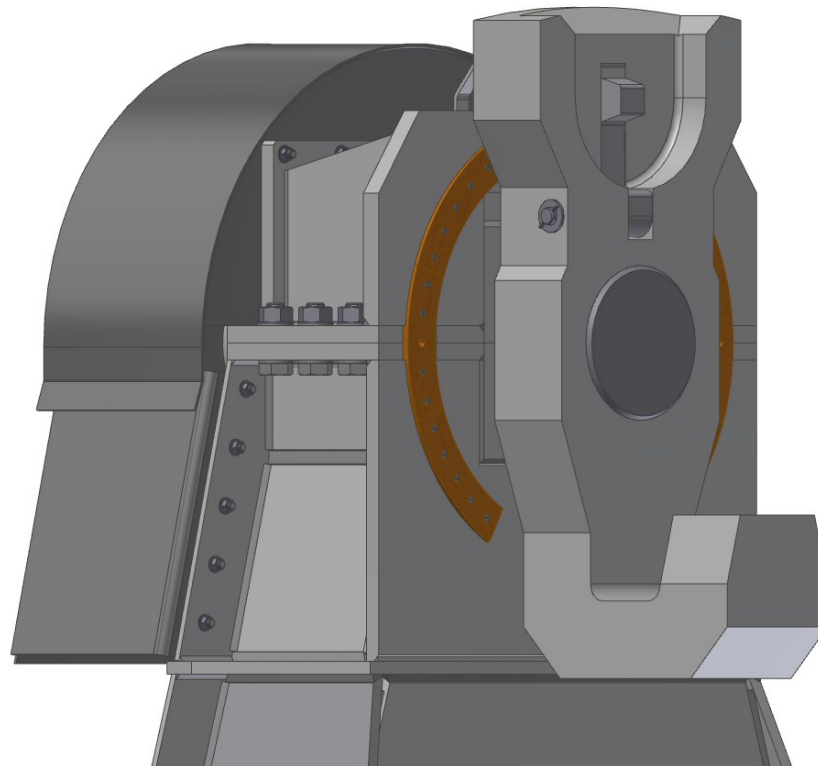


Obr. 4-4 Pohled na HV s ramenem

Přenos klopného momentu mezi hřídelí a ramenem opatřuje nenormalizované pero. Pojištění proti posunutí ramene v axiálním směru je zde pomocí víka spojeného šroubovým spojem s hřídelí. Dále je použit šroubový spoj ke spojení víka a ramene. Součástí pohonu je i hřídel uložená ve dvouřadých válečkových ložiscích od firmy SKF. Na vnitřní straně stojanu, kde se nachází pánev usazená ve třmenech, je použito dvouřadé, válečkové ložisko s plným počtem valivých těles NNCL 4964 CV. Z vnější strany rámu stojanu je pak hřídel uložena v ložisku NNU 4860/W33.

4.4 Třmeny

Důležitým prvkem, pro uskutečnění usazení a naklopení dané pánve do stojanu, je ocelový třmen. Horní část je oblého tvaru se zkosením v místě vybrání určeného pro vedení čepu při ustavování. Pánev je usazována čepy do oválných drážek třmenu, kde je umístěn uzamykací systém. V dolní části má třmen tvar háku, jehož boční strana tlačí při naklápění do konstrukčně uzpůsobeného žebra pláště pánve, kvůli zvětšení prostoru pro upínací přípravek jeřábu. Spodní, hákovitá část třmenu neslouží jako nosný prvek pro pánev. Hřídel je nalisována v otvoru třmenu a tvoří tak pevný, obtížně rozebíratelný nalisovaný spoj.

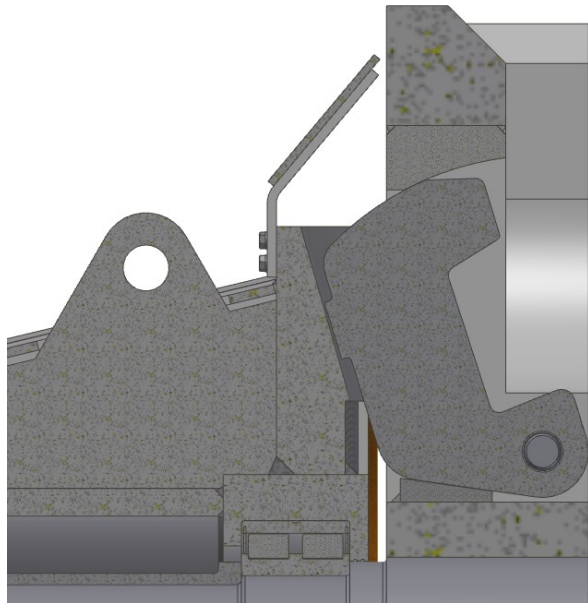


Obr. 4-5 Třmen navrženého sklápěče

4.5 Systém uzamykání pánve

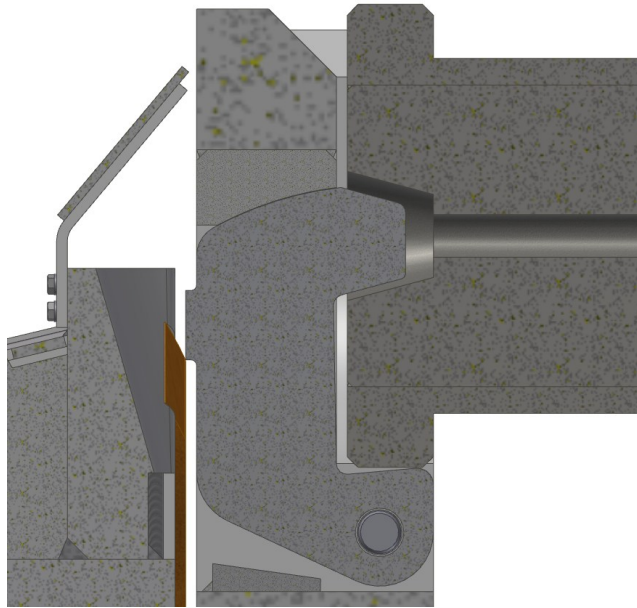
Zámek plní funkci zajištění proti posunutí pánve v oválném vybrání třmenu při naklopení blíží se úhlu 90 stupňů. Od tohoto úhlu se pánev ve stojanu stává nestabilní a hrozí riziko vypadnutí.

Způsob provedení systému uzamykání je převzat, po odborné konzultaci, z již postavených stojanů vyráběných ve Vítkovicích Heavy Machinery. Bylo tak učiněno proto, že se jedná o zavedený, jednoduchý princip, ke kterému byla uzpůsobena i zadaná pánev v podobě vyfrézovaných kónických otvorů v čepech pánve.



Obr. 4-6 Poloha zámku v otevřené poloze

Na Obr. 4-6 je znázorněna poloha zámku před uložením pánve do stojanu. Samotný zámek je pojištěn proti vypadnutí válcovým čepem s hlavou. Díky tvaru je těžiště zámku posunuto výrazně ve směru k rámu stojanu, to způsobuje samovolné přitlačování těla zámku vlastní tíhou k navařenému klínu ve třmenu. Část zámku zasahuje do prostoru oválného vybrání a v momentě, kdy se pánev ukládá do třmenu, dojde ke kontaktu této části s přírubou čepu pánve a k částečnému zasunutí nosu zámku do kónické drážky v čepu pánve. Válcový čep uzamykacího systému je v díře zámku uložen s poměrně velkou vůlí kvůli zamezení deformace samotného čepu při ustavování pánve ve stojanu. K úplnému uzamčení pánve ve stojanu dojde při cca 30 stupních naklopení pánve, kdy tělo zámku najede na bronzové segmenty v horním krytu stojanu. Při úhlu větším než 90 stupňů dochází k přitlačení horní oválné plochy zámku na plochu (stejného tvaru) navařené vložky. Čep ve třmenu není zatěžován silou vznikající tlačněním pánve do nosu zámku, a proto není nutné jej dimenzovat výpočtem.

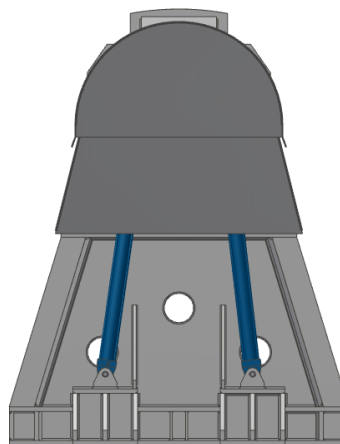


Obr. 4-7 Uzamčení pánve v třmenu

Po provedení nutných servisních úkonů, dojde k naklopení a vyjmutí pánve ze stojanu. V momentě, kdy je pánev vytažována, tlačí kónická plocha v čepu pánve na spodní stranu nosu zámku a klopí jej směrem ven z prostoru oválného vybrání třmenu do polohy na Obr. 4-6. Princip zamykání je používán hlavně pro jednoduchost, nicméně je nutná údržba kvůli prašnému prostředí hutního průmyslu. Čištění probíhá proudem stlačeného vzduchu z kompresoru.

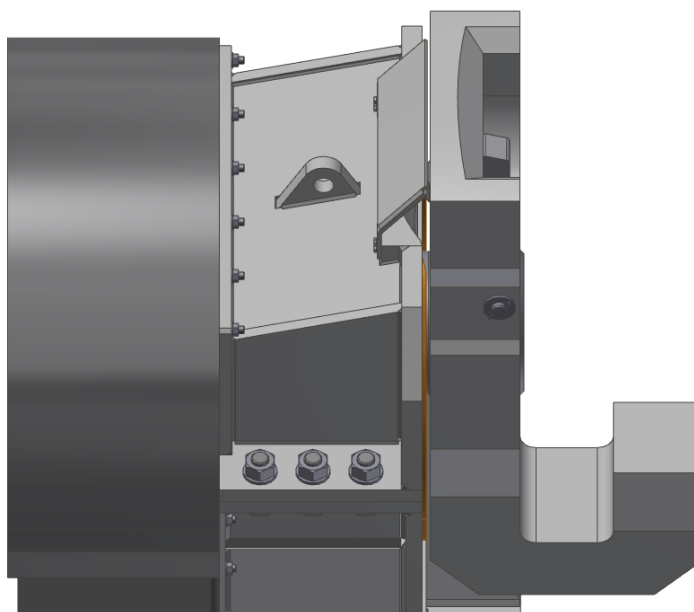
4.6 Bezpečnostní kryty

Na stojanu je velké množství komponent na vnější straně, které se se při klopení pohybují. V rámci bezpečnosti bylo nutné opatřit stojan bezpečnostním krytováním zabráňujícím kontaktu s obsluhou popř. s cizím tělesem. Část krytů zakrývá hydraulický pohon stojanu v místech pístnic a ramene. Kryt je vyroben z ohýbaných a svařovaných plechů upevněných ke stojanu za pomoci šroubových spojů.



Obr. 4-8 Boční kryty hydraulického pohonu

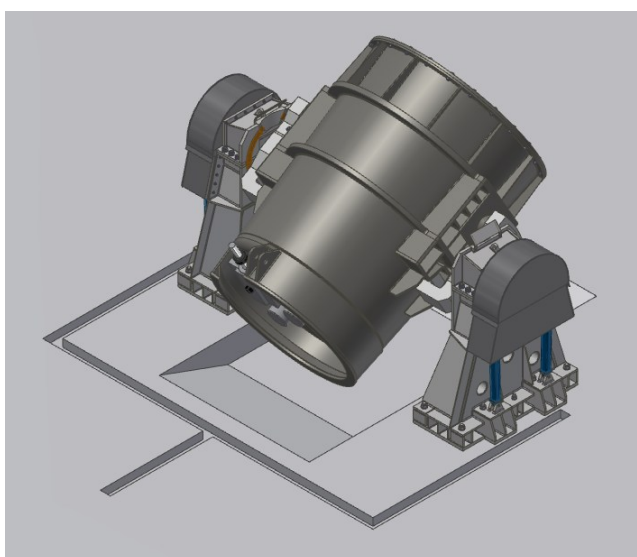
Další kryt je v místě kuželové plochy, kde se opírá zámek uzamykacího systému, horního dílu stojanu. Kryt má tvar stříšky a slouží k zabránění vniku těles a nečistot do této oblasti. Cizí tělesa by způsobila snížení účinnosti systému zamykání.



Obr. 4-9 Pohled na kryt uzamykacího systému

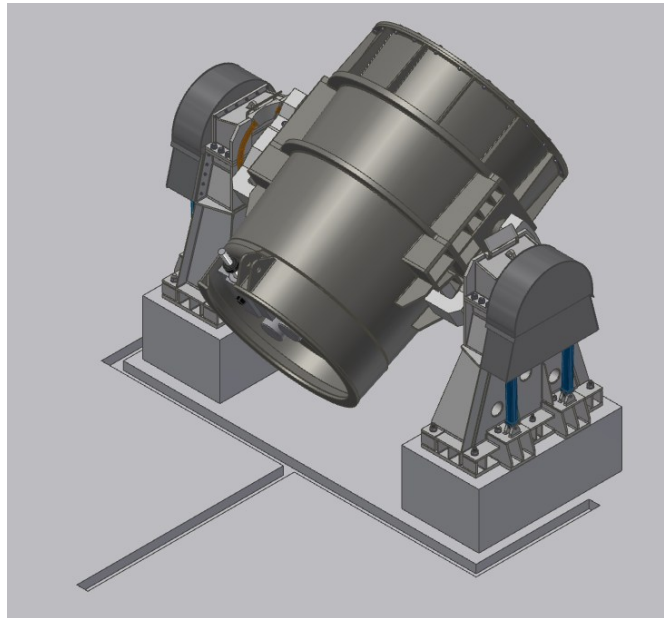
4.7 Ukotvení stojanu

Prostor, do kterého má být sklápěč umístěn, musí mít vybudovaný betonový základ. Součástí základu jsou zapuštěné kotevní šrouby sloužící pro pevné ustavení rámu. Připravená plocha pro ukotvení může mít několik podob v závislosti na požadavcích zákazníka. Jednou z variant je umístění sklápěče na úrovni podlahy haly, to si však vyžaduje zásah v podobě vyhloubeného žlabu (viz. Obr. 4-10).



Obr. 4-10 Varianta základu se žlabem

Hloubka žlabu se odvíjí od přesahu pánve při naklápění. Prostor okolo sklápěče by dále měl obsahovat kanály pro vedení hydraulických hadic. Tento způsob provedení základové plochy má poměrně složitější charakter realizace z důvodu zásahu do podlahy haly. Další provedení, méně radikální, je znázorněno na Obr. 4-11, kde namísto žlabu je zhotovena nadstavba se zapuštěnými šrouby.



Obr. 4-11 Varianta základu s nadstavbovými bloky

Při použití bloků je nutné opatřit pracoviště plošinou pro obsluhu, která by kompenzovala výškové rozdíly mezi podlahou a plochou dna pánve sklopenou v horizontální poloze. Plošina může být vybavena hydraulickým ramenem pro manipulaci s náhradním šoupátkovým systémem.

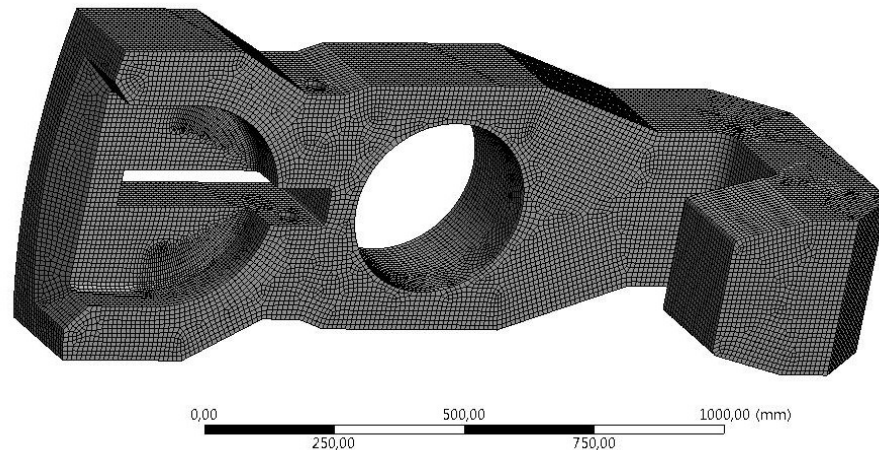
5. PEVNOSTNÍ ANALÝZA TŘMENU

Úkolem pevnostní analýzy je získat informace o tom jak se daná součást či soustava těles chová při dané funkci, pro kterou byla navržena. Jednou z možností, jak tyto informace získat, je použití MKP výpočtu. K výpočtu třmenu jsem zvolil program Ansys Workbench 14.0.

Princip metody MKP spočívá v rozdělení (diskreditaci) součásti na konečný počet prvků (elementů). Volba velikosti a druhu (tvaru) prvku výrazně ovlivňuje přesnost výsledku. Důležitá je zde především poloha a počet uzlů (nodů), které jsou umístěny ve vrcholech zvoleného elementu. Jedná se o body, u kterých jsou hledány neznámé parametry řešení (posuv, napětí, apod.).

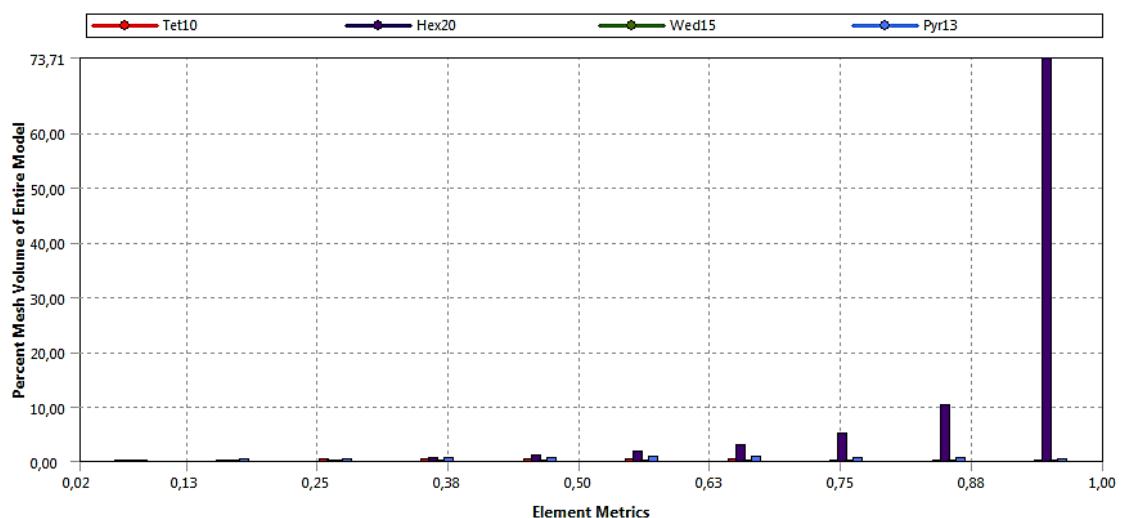
5.1 Výpočtový model

Výpočtový model se skládá z jednoho partu, kde pro vysítování byla použita metoda Hex Dominant Method, která preferuje tvorbu elementů tvaru prostorového šestistěnu. Element má označení HEX20, kde číslo znázorňuje počet nodů v elementu.



Obr. 5-1 Výpočtová síť třmenu

Provedení sítě výrazně ovlivňuje přesnost výpočtu. Na Obr. 5-1 je znázorněn vysítovaný model skládající se z 203058 elementů o velikosti 10 [mm] a 774289 nodů. V místě zaoblení drážky pro zámek třmenu je zjemněna síť na velikost elementu 5 [mm]. Volba velikosti elementu je volena vzhledem k rozměrnosti analyzované součásti. Následující graf udává procentuální zastoupení elementů o různé kvalitě v síti. Osa x znázorňuje kvalitu elementu, kde hodnota 1 představuje dokonalý element. Síť se tedy skládá ze 73,71 % z HEX20 elementů vysoké kvality. Provedení jednotlivých použitých elementů je znázorněno v příloze práce.



Graf 5-1 Kvalita elementů sítě

5.2 Analýza při usazení pánve do stojanu

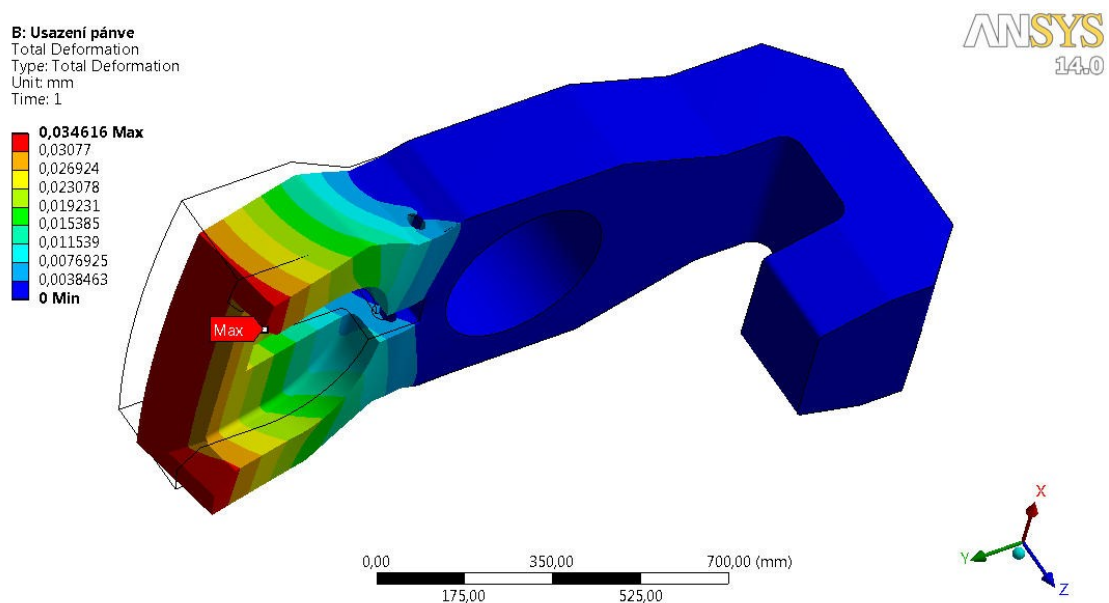
Úkolem je zjistit hodnotu posunutí (deformace) a místo s největším napětím na třmenu stojanu v momentě kdy je pánve v nulové, svislé poloze a čep pánve tlačí do oválného vybrání třmenu.

- **Okrajové podmínky**

V místě, kde je třmen nalisován na hřídeli, je vložena podpora. Dále je umístěno zatížení o velikosti $F = 206799,7 \text{ N}$ v místě kontaktu čepu pánve a válcového sedla třmenu. Velikost zatěžované síly se odvíjí od hmotnosti pánve, kdy se celková tíhová síla rozloží mezi oba třmeny stojanu. Rozmístění okrajových podmínek a vstupní parametry materiálu jsou uvedeny v příloze.

- **Výsledky výpočtu**

Na Obr. 5-2 je znázorněno maximální posunutí (deformace) při daném zatížení a to $\Delta_{MAX} = 0,03 \text{ mm}$ vyskytující se v horní části třmenu. Vizuální znázornění deformace je 2700 krát zvětšené pro zviditelnění směru a tvaru deformace.

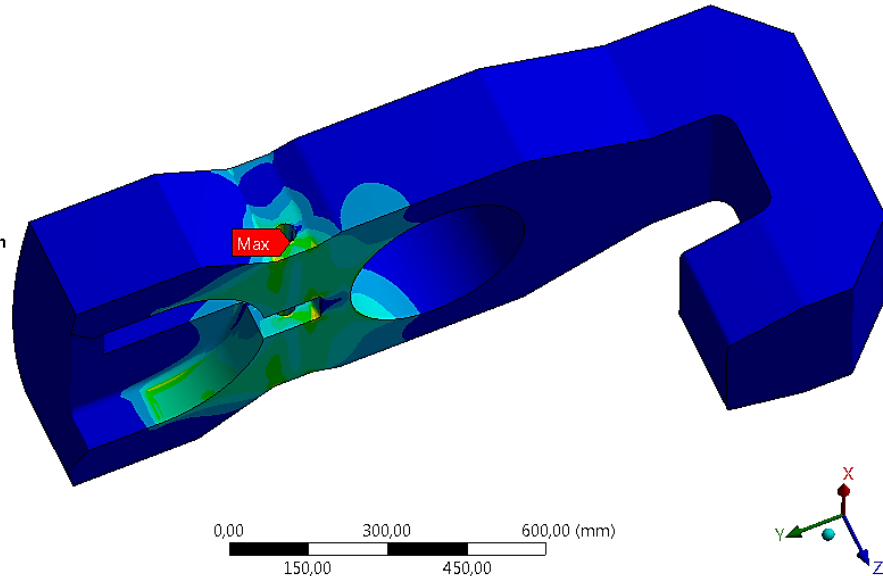


Obr. 5-2 Maximální posunutí třmenu - vertikální poloha pánve

B: Usazení pánve
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

ANSYS
 14.0

20,522 Max
 18,241
 15,961
 13,681
 11,401
 9,1207
 6,8406
 4,5604
 2,2802
 5,2438e-9 Min



Obr. 5-3 Maximální redukované napětí - vertikální poloha pánve

Pro výpočet napětí byla zvolena metoda von Mises. Maximální redukované napětí vyšlo $\sigma_{MAX(HMH)} = 20,52 \text{ MPa}$ v místě čepu, který zajišťuje zámek proti vypadnutí.

Pevnostní analýza třmenu - Vertikální poloha pánve		
Druh analýzy	Výsledek	Jednotka
Maximální posunutí Δ_{MAX}	0,0346	[mm]
Maximální napětí $\sigma_{MAX(HMH)}$	20,52	[MPa]

Tab. 5-1 Výsledky pevnostní analýzy-svislá poloha pánve

5.3 Analýza v horizontální poloze pánve

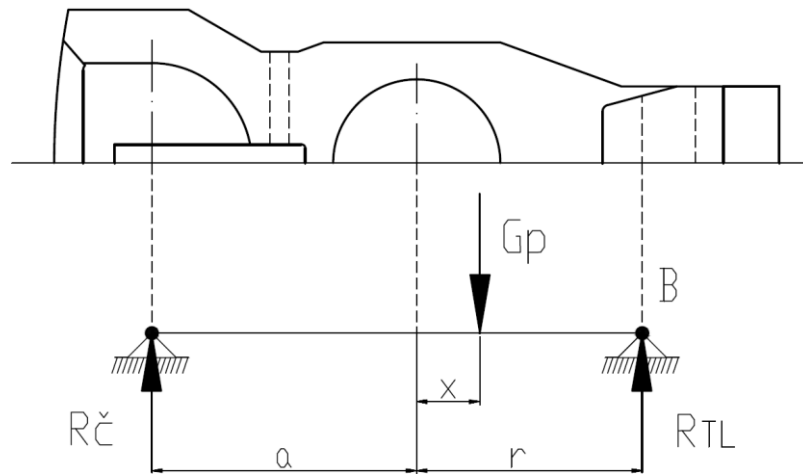
Nejnepriznivější namáhání třmenu je v servisní poloze, tedy při naklopení pánve pod úhlem 90 stupňů. V této poloze hákovitá část třmenu zabraňuje, aby se pánev sklopila do původní svislé polohy. Současně čep pánve tlačí do boku oválného vybrání třmenu.

- Okrajové podmínky**

Pro zjištění velikosti zatěžovaných sil jsem sestavil schéma, na které je vidět působení sil na třmen. Ze zatíženého nosníku za pomoci podmínky rovnováhy osy y jsem získal rovnici pro určení reakce R_{TL} . Z momentové věty rovnováhy jsem pak získal R_{ξ} . Obě tyto reakce jsou ekvivalentem zatěžujících sil F_{ξ} a F_{TL} , které jsou součástí okrajových podmínek výpočtu. V díře pro hřídel je pak použita cylindrická vazba jako podpora. Umístění okrajových podmínek při výpočtu třmenu je přiloženo v příloze.

$$F_{\xi} = R_{\xi}$$

$$F_{TL} = R_{TL}$$



Obr. 5-4 Výpočtové schéma třmenu

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{\check{c}} + R_{TL} - G_p = 0$$

$$R_{TL} = G_p - R_{\check{c}}$$

$$R_{TL} = 413599,41 - 140522,3$$

$$R_{TL} = 273077 \text{ N}$$

$R_{\check{c}}$... reakce v místě čepu [N]

R_{TL} ... reakce háku třmenu [N]

G_p ... tíhová síla v těžišti pánve [N]

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R_{\check{c}} \cdot (a + r) - G_p \cdot (r - x) = 0$$

$$R_{\check{c}} = \frac{G_p \cdot (r - x)}{a + r}$$

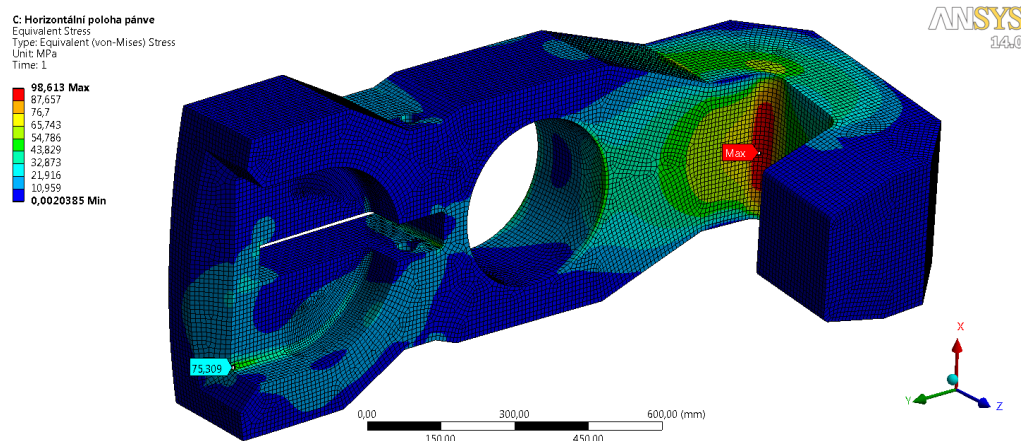
$$R_{\check{c}} = \frac{413599,41 \cdot (0,48 - 0,092)}{0,662 + 0,48}$$

$$R_{\check{c}} = 140522,3 \text{ N}$$

V místě čepu je umístěna síla $R_{\check{c}} = 140522,3 \text{ N}$. Na ploše háku třmenu, která se opírá o plášť pánve, je umístěna síla $R_{TL} = 273077 \text{ N}$.

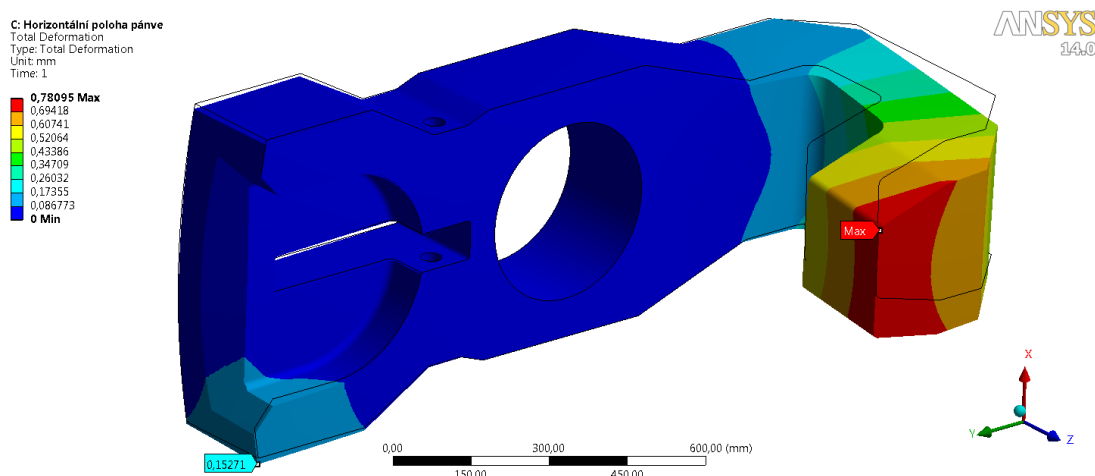
• Výsledky výpočtu

Maximální redukované napětí se nachází v zaoblení přechodu mezi tělem třmenu a hákovitou částí a má hodnotu $\sigma_{MAX(HMH)} = 98,613 \text{ MPa}$. Dalším místem s vyšší koncentrací napětí je v místě sedla třmenu, kde hodnoty redukovaného napětí se pohybují v rozmezí od 40 do 80 MPa.



Obr. 5-5 Maximální redukované napětí – horizontální poloha pánve

Místo s největším posunutím se nachází na nosu hákovité části a jeho hodnota dosahuje až $\Delta_{MAX} = 0,78 \text{ mm}$. Vzhledem k rozměrům třmenu a velikosti zatížení se jedná o přípustnou hodnotu. K posunutí dojde také v ploše sedla třmene a to o cca 0,16 mm dle barevné stupnice. Deformace na Obr. 5-6 je 120 krát zvětšená.



Obr. 5-6 Maximální deformace třmenu – horizontální poloha pánve

Pevnostní analýza třmenu - Horizontální poloha pánve		
Druh analýzy	Výsledek	Jednotka
Maximální posunutí Δ_{MAX}	0,78	[mm]
Maximální napětí $\sigma_{MAX(HMH)}$	98,613	[MPa]

Tab. 5-2 Výsledky pevnostní analýzy-vodorovná poloha pánve

6. ZÁVĚR

Úvodní část byla věnována rešerši vybraných typů stojanů určených pro manipulaci s pánví v různých procesech sekundární metalurgie. Cílem diplomové práce byl návrh sklápěče určeného pro manipulaci s prázdnou, vyzděnou 70t ocelářskou licí pánví při servisních údržbách. Vstupním parametrem zadání byl výkres sestavy pánve a na základě něj jsem sestavil 3D model odpovídající fyzikálním vlastnostem skutečné licí pánve. Ze souřadnic těžišť byly vypočítány klopné momenty, které mohou nastat v závislosti na tom, zda je použita pánvev bez vyzdívky, s vyzdívkou nebo slitkem.

V další části práce jsou prezentovány návrhy způsobu sklápění pánve pomocí hydraulických systémů. Princip první varianty byl poměrně náročný na konstrukci prvků klopného mechanismu. Ostatní varianty pak vycházeli ze společného principu, lišily se však počtem použitých hydraulických válců, od kterých se odvíjel i tvar komponent mechanismu. Důsledkem použití většího počtu válců se zmenší velikost požadovaných sil potřebných k překonání klopného momentu pánve. To se pozitivně promítne v zatížení klopné soustavy. U zvolené varianty byly vypočítány síly pohonu v závislosti na úhlu naklopení na základě, kterých byl zvolen vhodný typ hydraulického válce. V dalších částech jsou navrženy a výpočtem zkontrolovány komponenty, jež jsou součástí soustavy zajišťující samotné klopení pánve. Další fáze práce se zabývá popisem částí již navrženého sklopného stojanu.

Poslední kapitola je zaměřena na pevnostní analýzu třmenu metodou konečných prvků. Úkolem bylo lokalizovat místo s největší koncentrací napětí a maximální deformací přičemž byly získány i maximální hodnoty. Třmen byl podroben výpočtu ve dvou nejnepríznivějších fázích sklopení v horizontální, kdy na něj působí tíhová síla pánve, a vertikální poloze, kde třmen zabraňuje samovolnému vrácení pánve do počátečního stavu. Výsledky pevnostní analýzy byly vyhodnoceny jako uspokojivé, protože nedosahovali kritických hodnot ovlivňující funkci a bezpečnost.

Výsledkem práce je sklápěč 70t ocelářské licí pánve umožňující maximální sklopení pánve pod úhlem 120 stupňů, který slouží pro běžné servisní práce. Jeho začlenění do integrovaného systému sekundární metalurgie přináší značné výhody při manipulaci s pánvemi určenými k údržbě, především pak částečná nezávislost na jeřábových systémech a poměrně velká časová úspora.

7. LITERATURA

- [1] *Metalurgie oceli na odlitky*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIUM, 2008, 311 s. ISBN 978-80-214-3632-9.
- [2] RHI. *Steel Casting Ladle* [online]. Neznámo [cit. 2014-02-08]. Dostupné z: http://www.rhi-ag.com/internet_en/products_solutions_en/steel_en/steel_agg_en/steel_agg_sm_en/
- [3] ADOLF, Z. Sekundární metalurgie [online]. 2008 [cit.2014-02-08]. Dostupné z: http://www.fmmi.vsb.cz/export/sites/fmmi/cs/urceno-pro/studenty/podklady-ke-studiu/studijni-opory/618-Adolf-sekundarni_metalurgie.pdf
- [4] Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské v Ostravě. Řada hutnická. 1974, roč. 20, č. 2, s. 137-152 : il.
- [5] Google: Obrázky. *Ladle Slide Gate* [online]. 2014 [cit. 2014-02-08]. Dostupné z: <https://www.google.cz/imghp?hl=cs&tab=wi&ei=aar2UoXKC6mt4ATi24GQDw&ved=0CAQQqi4oAg>
- [6] JANČAR, D., TVARDEK, P., HAŠEK, P. Lící pánve v ocelárně ArcelorMittal Ostrava – Použití nové izolační vrstvy. Sborník přednášek 17. mezinárodní konference metalurgie a materiálů METAL 2008. Proceedings 17th International Metallurgical and Materials Conference METAL 2008. 13. - 15. 5. 2008, Hradec nad Moravicí. ISBN 978-80-254-1987
- [7] Economy Industrial Corporation. *Hydraulic Ladle Tilters* [online]. 2000 [cit. 2014-02-10]. Dostupné z: <http://www.economyindustrial.com/page8.htm>
- [8] Glama: engineering and manufacturing. *Ladle Tilter* [online]. 2004 [cit. 2014-02-09]. Dostupné z: <http://www.glama.de/>
- [9] DANGO & DIENENTHAL. *Ladle Tilter* [online]. 2011 [cit. 2014-02-10]. Dostupné z: <http://www.dango-dienenthal.com/en/ladle-tilter>

- [10] VÍTKOVICE A.S. *Stojan pro opravy ocelářenských pánví* [patent]. Česká republika. B6, 281575. Uděleno 17. 9. 1996.
- [11] *Interní Dokumentace: Lící pánev 70t.* 1:20. Ostrava: Vítkovice Heavy Machinery, 2008.
- [12] BOSH REXROTH AG. *Tie Rod Cylinder* [online]. 2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z:
<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?CFID=83586491&CFTOKEN=82821406&Language=EN&Region=none&VHist=Start&PageID=p537326>
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů.* 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.
- [14] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [15] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [16] SKF. *Rolling bearings.* 2013, 1380 s. Dostupné z:
<http://www.skf.com/group/news-and-media/news-search/2013-04-18-new-skf-rolling-bearings-catalogue-available.html>
- [17] MSC SOFTWARE. *FEM Library: Patran element library* [online]. 2014 [cit. 2014-05-11]. Dostupné z:
http://www.mscsoftware.com/training_videos/patran/Reverb_help/index.html#page/Finite%2520Element%2520Modeling/fem_modeling_title.html

8. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A - Výkresová dokumentace

- Příloha A-1 Výrobní výkres třmenu
- Příloha A-2 Výrobní výkres ramene
- Příloha A-3 Výkres sestavy sklápěče 70t pánve
- Příloha A-4 Výkres sestavy stojanu levého/pravého

Příloha B - Výsledky výpočtu kinematiky varianty 2

- Příloha B-1 Výpočet síly přímočarého hydromotoru-varianta 2
- Příloha B-2 Velikost vypočtených podpor-varianta 2

Příloha C - Hodnoty sil při klopení pánve do svislé polohy

- Příloha C-1 Výsledky hodnot síly v pístu č. 1
- Příloha C-2 Výsledky hodnot síly v pístu č. 2
- Příloha C-3 Průběh sil HV na úhlu naklopení

Příloha D - Statický návrh ložiska, statický koeficient bezpečnosti

- Příloha D-1 Data pro výpočet statické únosnosti ložiska dle SKF[16]

Příloha E - Foto sklopného stojanu Evraz Vítkovice

- Příloha E-1 Stávající řešení stojanu – Evraz Vítkovice
- Příloha E-2 Boční pohled na naklopenou pánev ve stojanu

Příloha F - MKP výpočet

- Příloha F-1 Použité elementy [17]
- Příloha F-2 Vstupní materiálové parametry
- Příloha F-3 Okrajové podmínky-vertikální poloha pánve
- Příloha F-4 Okrajové podmínky-horizontální poloha pánve

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK, GRAFŮ

OBRÁZKY

Obr. 2-1 Obecný model licí pánve pro gravitační lití [2].....	15
Obr. 2-2 Uložení dmyšné tvárnice do dna pánve [3]	16
Obr. 2-3 Tvary dmyšných tvárníc [3].....	16
Obr. 2-4 Částečný řez šoupátkového uzávěru[5]	17
Obr. 2-5 Princip uzavření šoupátkového uzávěru [5].....	17
Obr. 2-6 Příklad magnezito-dolomitové vyzdívky pánve [6].....	18
Obr. 2-7 Hydraulický sklápěč 15t licí pánve [7]	19
Obr. 2-8 Kolejový hydraulický licí sklápěč [8].....	20
Obr. 2-9 Stacionární hydraulický sklápěč [9]	20
Obr. 2-10 Schéma sklápěče firmy Vítkovice Heavy Machinery [10].....	21
Obr. 2-11 Umístění stojanu v hale Evraz Vítkovice Steel a.s.	22
Obr. 2-12 Stojan s pávní.....	22
Obr. 3-1 Výpočtové schéma klopného momentu	23
Obr. 3-2 Výpočtové schéma pánve	24
Obr. 3-3 Pánev bez vyzdívky s vyznačeným těžištěm	25
Obr. 3-4 Poloha těžiště pánve se žáruvzdornou vyzdívkou	26
Obr. 3-5 Návrhový model – koncept 1	31
Obr. 3-6 Návrhový model – koncept 2	32
Obr. 3-7 Výpočtové schéma konceptu 2	32
Obr. 3-8 Návrhový model – koncept 3	33
Obr. 3-9 Naklopení pánve v návrhovém modelu – koncept 3.....	33
Obr. 3-10 Rozměrové schéma konceptu 3	34
Obr. 3-11 Grafické uvolnění soustavy	34
Obr. 3-12 Detail úhlů soustavy.....	36
Obr. 3-13 Schéma řešeného trojúhelníku levé strany.....	37
Obr. 3-14 Schéma řešení trojúhelníka pravé strany	38
Obr. 3-15 Pracovní plochy hydromotoru	39
Obr. 3-16 Interaktivní katalog Bosch Rexroth [12]	43
Obr. 3-17 3D model zvoleného HV Bosch Rexroth	44
Obr. 3-18 Schéma působení sil na hřídeli	44
Obr. 3-19 Schéma působení sil klopného mechanismu	47
Obr. 3-20 Schéma zatížení nosníku v rovině xy	48
Obr. 3-21 Schéma zatížení nosníku v rovině xz.....	49

Obr. 3-22 Výpočtové schéma nosníku v rovině xy	50
Obr. 3-23 Výpočtové schéma nosníku v rovině xz	52
Obr. 3-24 Grafické řešení maximálního ohybového momentu	54
Obr. 3-25 Rozměrové schéma nalisovaného spoje	58
Obr. 3-26 Schéma uložení hřídele ve třmenu	58
Obr. 3-27 Schéma stříhu pera	62
Obr. 3-28 Zatížení pera při otlačení	62
Obr. 3-29 Tvar použitého pera	63
Obr. 3-30 Schématické znázornění uložení čepu v rámu	64
Obr. 3-31 Schéma zatížení čepu	65
Obr. 4-1 Servisní poloha pánve umístěné v navrženém stojanu	68
Obr. 4-2 Zadní pohled na rám stojanu	69
Obr. 4-3 Pohled na přední část rámu stojanu	70
Obr. 4-4 Pohled na HV s ramenem	70
Obr. 4-5 Třmen navrženého sklápěče	71
Obr. 4-6 Poloha zámku v otevřené poloze	72
Obr. 4-7 Uzamčení pánve v třmenu	73
Obr. 4-8 Boční kryty hydraulického pohonu	73
Obr. 4-9 Pohled na kryt uzamykacího systému	74
Obr. 4-10 Varianta základu se žlabem	74
Obr. 4-11 Varianta základu s nadstavbovými bloky	75
Obr. 5-1 Výpočtová síť třmenu	76
Obr. 5-2 Maximální posunutí třmenu - vertikální poloha pánve	77
Obr. 5-3 Maximální redukované napětí - vertikální poloha pánve	78
Obr. 5-4 Výpočtové schéma třmenu	79
Obr. 5-5 Maximální redukované napětí – horizontální poloha pánve	80
Obr. 5-6 Maximální deformace třmenu – horizontální poloha	80

TABULKY

Tab. 2-1 Princip metod sekundární metalurgie [1]	14
Tab. 3-1 Technické parametry zadané licí pánve	23
Tab. 3-2 Klopné momenty pánve bez vyzdívky	28
Tab. 3-3 Klopné momenty pánve s vyzdívkou	28
Tab. 3-4 Klopné momenty pánve s vyzdívkou a slitkem	29
Tab. 3-5 Souhrn výpočtových klopných momentů	30
Tab. 3-6 Vstupní hodnoty	35

Tab. 3-7 Souhrn výsledků výpočtu levé strany	41
Tab. 3-8 Souhrn výsledků výpočtu pravé strany	41
Tab. 3-9 Průběh výpočtového pracovního tlaku	42
Tab. 3-10 Zaokrouhlené hodnoty	43
Tab. 3-11 Výsledky generované katalogem Rexroth [12]	44
Tab. 3-12 Průběh klopné síly na úhlu naklopení	45
Tab. 3-13 Výsledky složek sil hydraulických válců v ose y a z.....	46
Tab. 3-14 Hodnoty podpor v místě B.....	47
Tab. 3-15 Výsledky výpočtu podpor nosníku v rovině xy	49
Tab. 3-16 Výsledky výpočtu podpor nosníku v rovině xz	50
Tab. 3-17 Průběh ohybových momentů v rovině xy	51
Tab. 3-18 Průběh ohybových momentů v rovině xz	52
Tab. 3-19 Průběh celkového ohybového momentu	53
Tab. 3-20 Výsledný průběh redukovaného momentu	54
Tab. 3-21 Minimální průměr hřídele na úhlu naklopení	55
Tab. 3-22 Vstupní parametry výpočtu pera	62
Tab. 5-1 Výsledky pevnostní analýzy-svislá poloha pánve	78
Tab. 5-2 Výsledky pevnostní analýzy-vodorovná poloha pánve	80

GRAFY

Graf 3-1 Průběh klopných momentů v závislosti na úhlu naklopení	29
Graf 3-2 Průběh sil na úhlu naklopení pánve	42
Graf 5-1 Kvalita elementů sítě	76

Příloha A - Výkresová dokumentace

Příloha A-1 Výrobní výkres třmenu

Příloha A-2 Výrobní výkres ramene

Příloha A-3 Výkres sestavy sklápěče 70t pánve

Příloha A-4 Výkres sestavy stojanu levého/pravého

Příloha B - Výsledky výpočtů kinematiky varianty 2

Výpočet síly hydraulického válce - varianta 2						
α	$M_{\text{klop-ks}}$	β	φ	ψ	l	F
Úhel naklonění	Klopný moment	Úhel ramena	Úhel píst-rameno	Úhel	Vzdálenost	Síla
0	0	20	28,01	143,6	2238,7	0
10	9580,89	30	35,90	133,6	2187,9	14852,94
20	18870,67	40	43,95	123,6	2126,4	24718,29
30	27587,08	50	52,19	113,6	2055,0	31742,10
40	35465,27	60	60,69	103,6	1975,1	36975,53
50	42265,86	70	69,49	93,6	1888,2	41024,17
60	47782,23	80	78,67	83,6	1796,0	44301,53
70	51846,75	90	88,32	73,6	1700,7	47153,79
80	54335,94	100	98,51	63,6	1605,0	49946,64
90	55174,16	110	109,36	53,6	1512,0	53165,27
100	54335,94	120	120,95	43,6	1425,2	57598,58
110	51846,75	130	133,34	33,6	1348,8	64810,89
120	47782,23	140	146,53	23,6	1287,0	78773,40

Příloha B-1 Výpočet síly přímočarého hydromotoru-varianta 2

Úhel naklonění	Podpory	
$\alpha[^\circ]$	Rby[N]	Rbz[N]
0	0,00	0,00
10	14774,20	-1527,44
20	24659,58	-1702,62
30	31718,83	-1215,22
40	36972,87	-443,41
50	41022,54	365,68
60	44289,62	1027,24
70	47133,41	1386,28
80	49929,82	1295,92
90	53161,97	591,82
100	57590,62	-957,26
110	64700,54	-3780,52
120	78261,65	-8964,54

Příloha B-2 Velikost vypočtených podpor-varianta 2

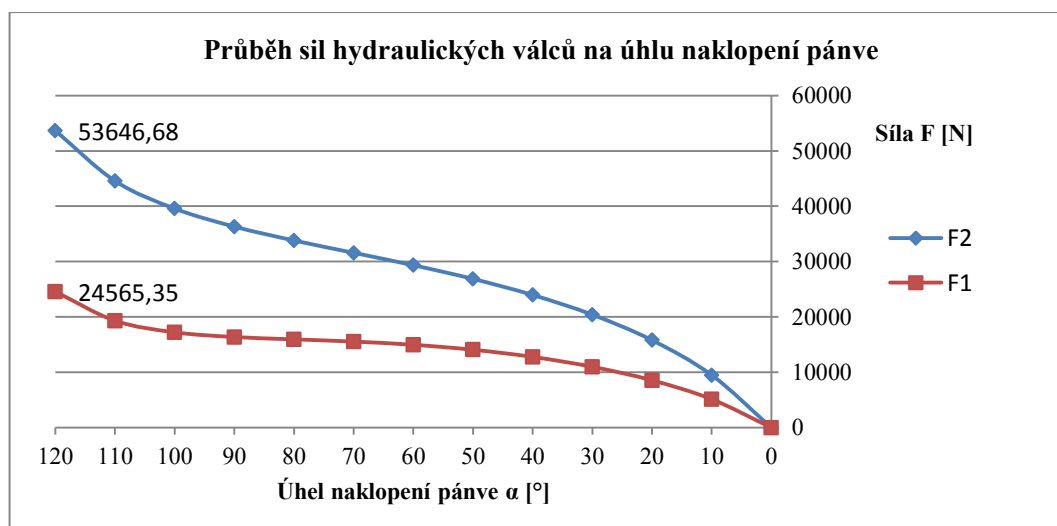
Příloha C - Hodnoty sil v pístech při klopení pánve do svislé polohy

Výpočet síly hydraulického válce č. 1 - klopení do původní polohy						
α	$M_{\text{klop-ks}}$	Ω	λ	ξ	l_1	F_1
Úhel naklopení	Klopný moment	Úhel	Úhel	Úhel	Vzdálenost	Síla
120	47782,23	20	28,0	143,6	2238,7	24565,35
110	51846,75	30	35,9	133,6	2187,9	19316,01
100	54335,94	40	43,9	123,6	2126,4	17224,35
90	55174,16	50	52,2	113,6	2055	16370,11
80	54335,94	60	60,7	103,6	1975,1	15943,56
70	51846,75	70	69,5	93,6	1888,2	15545,99
60	47782,23	80	78,7	83,6	1796	14962,77
50	42265,86	90	88,3	73,6	1700,7	14068,09
40	35465,27	100	98,5	63,6	1605	12772,94
30	27587,08	110	109,4	53,6	1512	10983,34
20	18870,67	120	121,0	43,6	1425,2	8544,77
10	9580,89	130	133,3	33,6	1348,8	5133,47
0	0	140	146,5	23,6	1287	0

Příloha C-1 Výsledky hodnot síly v pístu č. 1

Výpočet síly hydraulického válce č. 2 - klopení do původní polohy						
α	$M_{\text{klop-ks}}$	β	φ	ψ	l_2	F_2
Úhel naklopení	Klopný moment	Úhel	Úhel	Úhel	Vzdálenost	Síla
120	47782,23	140	146,5	23,6	1287	53646,68
110	51846,75	130	133,3	33,6	1348,8	44563,51
100	54335,94	120	121,0	43,6	1425,2	39579,12
90	55174,16	110	109,4	53,6	1512	36313,49
80	54335,94	100	98,5	63,6	1605	33808,74
70	51846,75	90	88,3	73,6	1700,7	31581,24
60	47782,23	80	78,7	83,6	1796	29338,76
50	42265,86	70	69,5	93,6	1888,2	26867,15
40	35465,27	60	60,7	103,6	1975,1	23967,24
30	27587,08	50	52,2	113,6	2055	20398,51
20	18870,67	40	43,9	123,6	2126,4	15794,9
10	9580,89	30	35,9	133,6	2187,9	9485,3
0	0	20	28,0	143,6	2238,7	0

Příloha C-2 Výsledky hodnot síly v pístu č. 2



Příloha C-3 Průběh sil HV na úhlu naklopení

Příloha D - Statický návrh ložiska, statický koeficient bezpečnosti

Selecting bearing size using static load carrying capacity

Checking the static load carrying capacity

For dynamically loaded bearings, where the equivalent static bearing load P_0 is known, it is advisable to check that the static load carrying capacity is adequate using

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

If the s_0 value obtained is less than the recommended guideline value (\rightarrow **table 11**), a bearing with a higher basic static load rating should be selected.



Table 11

Guideline values for the static safety factor s_0

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Where the magnitude of the shock load is not known, values of s_0 at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of s_0 can be applied.

SKF

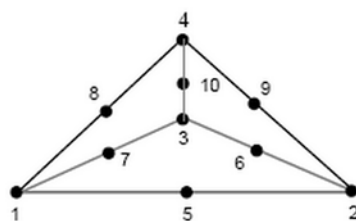
Příloha D-1 Data pro výpočet statické únosnosti ložiska dle SKF [16]

Příloha E - Foto sklopného stojanu Evraz Vítkovice

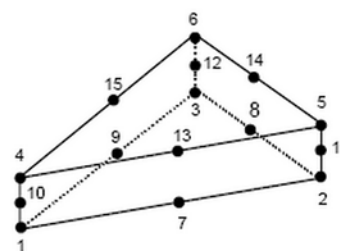
Příloha E-1 Stávající řešení stojanu – Evraz Vítkovice



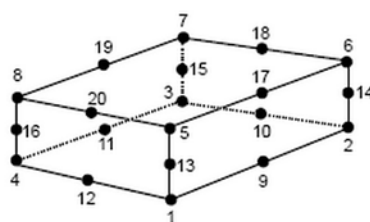
Příloha E-2 Boční pohled na nakloпенou pánev ve stojanu

Příloha F - MKP výpočet

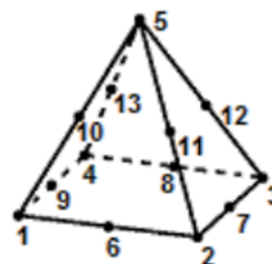
Tet10



Wedge15



Hex20



Pyr13

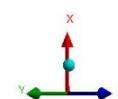
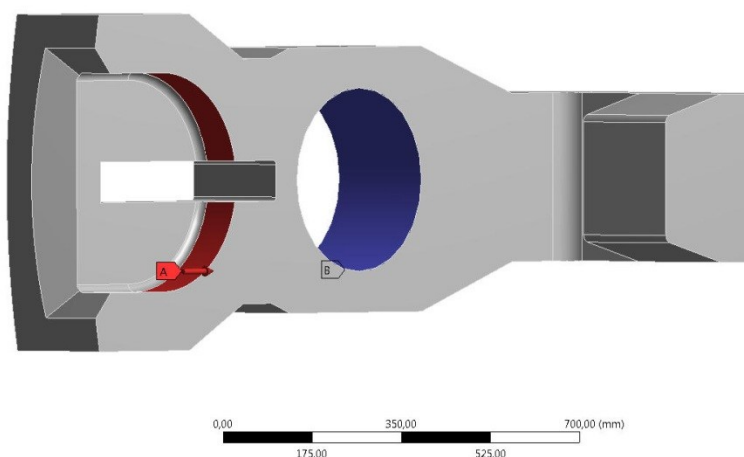
Příloha F-1 Použité elementy [17]

Mat. 11 500			
Hustota ρ [g/cm ³]	Youngův modul E [MPa]	Mez kluzu Re [MPa]	Poissonovo číslo μ [-]
7,85	210000	245	0,3

Příloha F-2 Vstupní materiálové parametry

B: Tíha panve
Static Structural
Time: 1, s
Force: 4,136e+005 N
Cylindrical Support: 0, mm

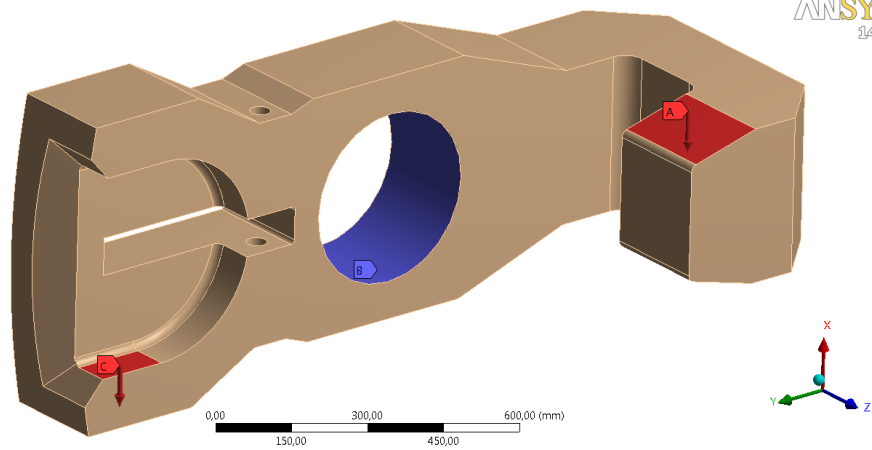
ANSYS
14.0



Příloha F-3 Okrajové podmínky-vertikální poloha pánve

C: Horizontální poloha páneve
Static Structural
Time: 1 s

A Force: $2,7308e+005$ N
B Cylindrical Support: 0, mm
C Force 2: $1,4052e+005$ N

ANSYS
14.0

Příloha F-4 Okrajové podmínky-horizontalní poloha páneve